

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Vedran Grzelj

Zagreb, 2014.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentori:

Doc. dr. sc. Krešimir Vučković, dipl. ing.

Student:

Vedran Grzelj

Zagreb, 2014.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći stečena znanja tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se svome mentoru doc. dr. sc. Krešimiru Vučkoviću na korisnim savjetima tijekom izrade ovoga rada.

Posebna zahvala ide i doc. dr. sc. Draganu Žeželju koji je strpljivo odgovarao na sva moja pitanja tijekom studija.

Također se želim zahvaliti i svojim roditeljima na pruženoj nesebičnoj podršci.

Vedran Grzelj



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Vedran Grzelj**

Mat. br.: 0035159887

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Konstrukcija ozubljenog valnog prijenosnika**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Design of a Geared Harmonic Drive Transmission**

Opis zadatka:

Valni prijenosnici predstavljaju, u načelu, noviji oblik prijenosnika za prijenos snage i gibanja. Izumio ih je C. W. Musser sredinom prošlog stoljeća. Prednosti valnih prijenosnika su: mogućnost ostvarivanja velikih prijenosnih omjera, mala težina, kompaktna konstrukcija te rad bez zračnosti, dok su nedostaci: velika podatljivost, greške u kinematici, nelinearnost, zahtjevna izrada te slabo poznavanje. Neka od područja primjene valnih prijenosnika su: robotika, zrakoplovna i svemirska industrija, alatni strojevi te medicinska oprema.

Ozubljeni valni prijenosnik u osnovi je inačica planetarnog prijenosnika (1U), a razlikuje se od njega samo po tome što je planetarno kolo izvedeno kao tankostijeni ozubljeni vijenac. Osnovni sastavni dijelovi ozubljenog valnog prijenosnika su: elastično kolo s vanjskim ozubljenjem, kruto kolo s unutarnjim ozubljenjem te deformator.

U radu je potrebno konstrukcijski razraditi ozubljeni valni prijenosnik te provesti proračun osnovnih sastavnih dijelova ako su poznati sljedeći parametri:

- okretni moment na izlaznom vratilu: 200 Nm,
- brzina vrtnje ulaznog vrtila: 100 min⁻¹,
- najveći prijenosni omjer: 133,
- broj deformacijskih valova: 2.

Vrijednosti potrebne za proračun i odabir pojedinih komponenti usvojiti iz postojećih rješenja sličnih uređaja, iskustvenih vrijednosti te u dogovoru s mentorom. Kompletно konstrukcijsko rješenje razraditi do razine radioničkih crteža. U radu navesti korištenu literaturu, norme kao i eventualnu pomoć.

Zadatak zadan:

8. svibnja 2014.

Zadatak zadao:


Doc. dr. sc. Krešimir Vučković

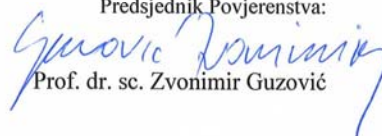
Rok predaje rada:

10. srpnja 2014.

Predviđeni datumi obrane:

16., 17. i 18. srpnja 2014.

Predsjednik Povjerenstva:


Prof. dr. sc. Zvonimir Guzović

SADRŽAJ

SADRŽAJ	1
POPIS SLIKA	3
POPIS TABLICA.....	4
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	5
POPIS OZNAKA	6
SAŽETAK.....	13
SUMMARY	14
1. UVOD.....	15
2. OPĆENITO O VALNIM PRIJENOSNICIMA.....	17
2.1. Kinematika valnih prijenosnika	17
2.1.1. Kinematika tarnog valnog prijenosnika	17
2.1.2. Kinematika ozubljenog valnog prijenosnika.....	22
2.2. Konstrukcijska izvedba elastičnog zupčanika.....	24
2.3. Konstrukcijska izvedba krutog zupčanika	25
2.4. Konstrukcijske izvedbe deformatora	25
2.4.1. Deformatori s kotačima.....	25
2.4.2. Deformatori s diskovima.....	26
2.4.3. Deformatori s ekscentrom.....	27
2.5. Područja upotrebe valnih prijenosnika.....	28
2.6. Prednosti i nedostaci valnih prijenosnika.....	30
3. PRORAČUN OSNOVNIH ELEMENATA VALNOG PRIJENOSNIKA.....	31
3.1. Ulazni proračunski podaci	31
3.2. Odabir materijala elastičnog i krutog zupčanika.....	31
3.3. Određivanje optimalnih mjera elastičnog zupčanika	32
3.3.1. Optimalni unutarnji promjer elastičnog zupčanika.....	33
3.3.2. Određivanje ostalih optimalnih mjera elastičnog zupčanika	33
3.4. Određivanje parametara ozubljenja elastičnog i krutog zupčanika.....	34
3.4.1. Parametri ozubljenja elastičnog zupčanika	35
3.4.2. Parametri ozubljenja krutog zupčanika.....	36
3.5. Grafički prikaz gibanja zuba neopterećenog prijenosnika.....	37
3.5.1. Oblik deformiranja po prstenu opterećenog s dvije sile	38
3.5.2. Računanje položaja zuba prilikom okretanja deformatora	39
3.6. Provjera zračnosti prilikom ulaska zubi u zahvat	42
3.7. Proračun opterećenja deformatora	42
3.8. Proračun radijalne deformacije ležaja kotača deformatora.....	46
3.9. Kontrola statičke čvrstoće elastičnog zupčanika	47
3.9.1. Ukupno normalno naprezanje	47
3.9.1.1. Proračun faktora utjecaja zuba.....	47
3.9.1.2. Proračun nominalne amplitude harmoničnog deformiranja	49
3.9.1.3. Savojno naprezanje	51
3.9.1.4. Cirkularno naprezanje.....	51

3.9.1.5. Najveće savojno naprezanje u korijenu zuba elastičnog zupčanika	52
3.9.1.6. Proračun ukupnog normalnog naprezanja	52
3.9.2. Torzijsko naprezanje	52
3.9.3. Proračun ekvivalentnog naprezanja i kontrola čvrstoće	53
3.10. Kontrola dinamičke čvrstoće elastičnog zupčanika	53
3.10.1. Amplituda normalnih naprezanja.....	53
3.10.1.1. Amplituda savojnog naprezanja.....	54
3.10.1.2. Amplituda cirkularnog naprezanja.....	54
3.10.1.3. Amplituda savojnog naprezanja u korijenu zuba elastičnog zupčanika	54
3.10.1.4. Proračun amplitude normalnih naprezanja	54
3.10.2. Srednje normalno naprezanje.....	54
3.10.2.1. Srednje savojno naprezanje.....	55
3.10.2.2. Srednje cirkularno naprezanje.....	55
3.10.2.3. Srednje savojno naprezanje u korijenu zuba.....	55
3.10.2.4. Proračun srednjeg normalnog naprezanja.....	55
3.10.3. Amplituda torzijskog naprezanja	55
3.10.4. Proračun faktora sigurnosti i kontrola dinamičke čvrstoće.....	55
3.11. Proračun ležajeva kotača deformatora	56
3.11.1. Brzina vrtnje ležajeva deformatora	56
3.11.2. Potrebna dinamička nosivost	57
3.12. Proračun vratila	58
3.12.1. Proračun ulaznog vratila	58
3.12.1.1. Kontrolni proračun ulaznog vratila.....	59
3.12.2. Proračun izlaznog vratila	61
3.12.2.1. Kontrolni proračun izlaznog vratila	62
3.13. Proračun pera	65
3.13.1. Pero na ulaznom vratilu	65
3.13.2. Pero na ulaznom vratilu u spoju s deformatorom	65
3.13.3. Pero na izlaznom vratilu	66
3.14. Proračun svornjaka deformatora	66
3.15. Proračun vijčanih spojeva	68
3.15.1. Vijčani spoj poklopca, krutog zupčanika i kućišta	68
3.15.2. Vijčani spoj elastičnog zupčanika i izlaznog vratila	69
4. ZAKLJUČAK.....	71
LITERATURA.....	72
PRILOZI.....	73

POPIS SLIKA

Slika 1.	Crtež iz originalnog patenta [1]	15
Slika 2.	Shematski prikaz valnog prijenosnika s blokiranim krutim kolom [2]	17
Slika 3.	Dijagram ovisnosti radijalnog pomaka w elastičnog kola o kutu φ [2]	18
Slika 4.	a) položaj karakterističnih točaka srednje linije elastičnog kola, b) putanja točke srednje linije pri blokiranom elastičnom kolu, c) putanja točke srednje linije pri blokiranom krutom kolu [2]	19
Slika 5.	a) promatrane točke zahvata, b) međusobni položaj zuba [2]	23
Slika 6.	Konstruktivska izvedba elastičnog zupčanika [2]	24
Slika 7.	Shema deformatora s kotačima [2]	26
Slika 8.	Shema deformatora s diskovima [2]	27
Slika 9.	Shematski prikaz generatora s ekscentrom	27
Slika 10.	Konstruktivska varijanta deformatora s ekscentrom [2]	28
Slika 11.	Hermetički valni prijenosnik [5]	29
Slika 12.	Suvremeni valni prijenosnik [6]	29
Slika 13.	Oblici deformiranja elastičnog zupčanika [2]	37
Slika 14.	Položaj zuba elastičnog i krutog zupčanika [2]	39
Slika 15.	Putanja profila zuba elastičnog zupčanika	41
Slika 16.	Opterećenje zuba elastičnog zupčanika [2]	42
Slika 17.	Dijagram promjene faktora radijalnog opterećenja deformatora	45
Slika 18.	Nalijeganje zubnog vijenca na cilindar [2]	48
Slika 19.	Dijagram ovisnosti ekvivalentne visine zuba o debljini korijena zubnog vijenca	48
Slika 20.	Shema deformatora s ležajevima	56
Slika 21.	Proračunski presjeci ulaznog vratila	59
Slika 22.	Proračunski presjeci izlaznog vratila	62
Slika 23.	Proračunski crtež svornjaka	66
Slika 24.	Proračunski crtež vijčanog spoja poklopca, krutog zupčanika i kućišta	68
Slika 25.	Proračunski crtež vijčanog spoja elastičnog zupčanika i izlaznog vratila	70

POPIS TABLICA

Tablica 1. Radijalni i obodni pomaci te kut zakreta normale elastičnog zupčanika stavljenog na deformator	39
Tablica 2. Radijalni i obodni pomaci zuba elastičnog zupčanika prilikom okreta generatora od 90° do 0°	41

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

2014-07-01	Valni prijenosnik
2014-07-02	Ulazno vratilo
2014-07-03	Poklopac
2014-07-04	Kruti zupčanik
2014-07-05	Elastični zupčanik
2014-07-06	Kotač
2014-07-07	Svornjak
2014-07-08	Rastojni prsten
2014-07-09	Deformator
2014-07-10	Izlazno vratilo
2014-07-11	Kućište
2014-07-12	Oklop
2014-07-13	Temeljna ploča
2014-07-14	Ukruta
2014-07-15	Rastojni prsten

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
A_j	mm^2	površina poprečnog presjeka jezgre vijka
A_u	mm^2	unutarnja površina dodira
A_v	mm^2	vanjska površina dodira
a_1	mm	širina vrha ljuste elastičnog zupčanika
b	mm	širina pera, širina zuba
b_1	-	faktor veličine strojnog dijela
b_2	-	faktor kvalitete površinske obrade
C	-	konstanta integracije
C	N	dinamička nosivost ležaja
C_σ	-	faktor normalnih naprezanja
C_1	N	potrebna dinamička nosivost ležaja
d	mm	promjer
d_{ae}	mm	promjer tjemena elastičnog zupčanika
d_{ak}	mm	promjer tjemena krutog zupčanika
d_e	mm	promjer elastičnog kola, diobeni promjer elastičnog zupčanika
d_{fe}	mm	podnožni promjer elastičnog zupčanika
d_{fk}	mm	podnožni promjer krutog zupčanika
d_k	mm	promjer krutog kola, diobeni promjer krutog zupčanika
d_n	mm	optimalni unutarnji promjer elastičnog zupčanika
d_{n1}	mm	unutarnji promjer elastičnog ležaja
D_k	mm	promjer kotača deformatora
d_s	mm	promjer središta smještaja kotača deformatora
d_1	mm	vanjski promjer prirubnice elastičnog zupčanika
e	mm	polovina debljine ozubljenog kola elastičnog zupčanika
E	N/mm^2	modul elastičnosti
F_N	N	normalna sila
F_o	N	obodna sila na vratilu

F_{o1}	N	obodna sila po jednom vijku
F_{rd}	N	koncentrirano opterećenje deformatora
F_{tr}	N	sila trenja
F_A	N	reakcija u osloncu A
F_B	N	reakcija u osloncu B
F_0	N	najveća sila na valjnom tijelu ležaja
h	mm	visina pera
h_d	mm	dubina zahvata zuba
h_{ekv}	mm	ekvivalentna visina zuba elastičnog zupčanika
i	-	broj pera
i_{dk}^e	-	prijenosni omjer pri blokiranom elastičnom zupčniku
i_{de}^k	-	prijenosni omjer pri blokiranom krutom zupčniku
j_{ae}	mm	bočna zračnost između zubi prilikom ulaska zubi u zahvat
K	-	konstanta ovisna o obliku deformacije
K_s	-	omjer debljine zuba elastičnog zupčanika i koraka na podnožnoj kružnici
K_z	-	faktor razlike broja zubi
K_σ	-	faktor koncentracije naprezanje u korijenu zuba uslijed normalnih naprezanja
K_τ	-	faktor koncentracije naprezanje u korijenu zuba uslijed tangencijalnih naprezanja
l	mm	prijeđeni put, duljina pera
l_t	mm	nosiva duljina pera
l_u	mm	duljina dodira svornjaka i ležaja
l_{uk}	mm	ukupni prijeđeni put
l_v	mm	duljina dodira svornjaka i deformatora
l_1	mm	duljina ljske elastičnog zupčanika
L_{10hmin}	h	traženi vijek trajanja ležaja
m	mm	modul
M_f	Nmm	moment savijanja
M_{zub}	Nmm	najveći moment koji djeluje na zub elastičnog zupčanika
n_d	s ⁻¹	brzina vrtnje deformatora
n_{EZ}	s ⁻¹	brzina vrtnje elastičnog zupčanika

n_k	s^{-1}	brzina vrtnje ležaja deformatora
n_v	-	broj vijaka
n_1	s^{-1}	brzina vrtnje ulaznog vratila
O_{EZ}	mm	opseg unutarnje površine elastičnog zupčanika
O_k	mm	opseg kotača deformatora
P	N	ekvivalentno opterećenje ležajeva
p_{dop}	N/mm^2	dopušteni dodirni tlak
p_u	N/mm^2	dodirni tlak na površini dodira svornjaka i ležaja
p_v	N/mm^2	dodirni tlak na površini dodira svornjaka i deformatora
$q_{\phi max}$	N/mm	najveće obodno opterećenje elastičnog zupčanika raspodijeljeno po širini zuba
\bar{q}_r	N/mm^2	radijalno opterećenje ozubljenja raspodijeljeno po obodu elastičnog zupčanika i širini zuba
\bar{q}_{rd}	N/mm^2	opterećenje deformatora raspodijeljeno po obodu i širini zuba elastičnog zupčanika
$\bar{q}_{r\phi}$	N/mm^2	ekvivalentno radijalno opterećenje ozubljenja elastičnog zupčanika raspodijeljeno po obodu i širini zuba
\bar{q}_{ϕ}	N/mm^2	obodno opterećenje ozubljenja elastičnog zupčanika raspodijeljeno po obodu i širini zuba
$\bar{q}_{\phi max}$	N/mm^2	najveće obodno opterećenje ozubljenja elastičnog zupčanika raspodijeljeno po obodu i širini zuba
\bar{q}_{lr}	-	faktor radijalnog opterećenja deformatora
\bar{q}_{lrd}	-	faktor ukupnog radijalnog opterećenja deformatora
$\bar{q}_{lr\phi}$	-	faktor ekvivalentnog radijalnog opterećenja deformatora
r	mm	radijus srednje linije elastičnog zupčanika, radijus zaobljenja
R	mm	radijus diska deformatora s diskovima
$R_{Df(-1)}$	N/mm^2	trajna dinamička čvrstoća pri čistom naizmjeničnom opterećenju na savijanje
$R_{Dt(-1)}$	N/mm^2	trajna dinamička čvrstoća pri čistom naizmjeničnom opterećenju na torziju
$R_{Dv(-1)}$	N/mm^2	trajna dinamička čvrstoća pri čistom naizmjeničnom opterećenju na vlak
R_m	N/mm^2	vlačna čvrstoća
$R_{p0,2}$	N/mm^2	konvencionalna granica tečenja
R_1	mm	radijus zaobljenja vijenca
R_2	mm	radijus zaobljenja dna ljske
s_e	mm	debljina zuba elastičnog zupčanika na diobenoj kružnici

s_k	mm	debljina zuba krutog zupčanika na diobenoj kružnici
$S_{pot,d}$	-	potrebni faktor sigurnosti pri dinamičkom opterećenju
$S_{pot,s}$	-	potrebni faktor sigurnosti pri statičkom opterećenju
$S_{pot,\sigma}$	-	potrebni faktor sigurnosti za zamor uslijed dinamičkih normalnih naprezanja
S_{pos}	-	postojeća sigurnost
s_{ye}	mm	debljina zuba elastičnog zupčanika na tjemenu
s_{yk}	mm	debljina zuba krutog zupčanika na tjemenu
S_d	-	dinamički faktor sigurnosti
S_σ	-	dinamički faktor sigurnosti za normalna naprezanja
S_τ	-	dinamički faktor sigurnosti za tangencijalna naprezanja
s_1	mm	debljina stjenke elastičnog zupčanika ispod korijena zuba
s_{2ekv}	mm	ekvivalentna debljina zuba vijenca elastičnog zupčanika
s_3	mm	debljina ljuske elastičnog zupčanika
s_4	mm	debljina dna elastičnog zupčanika
s_5	mm	debljina prirubnice elastičnog zupčanika
t_n	mm	korak na podnožnoj kružnici
T_1	Nm	okretni moment na ulaznom vratilu
T_2	Nm	okretni moment na izlaznom vratilu
U	-	broj deformacijskih valova
v	mm	tangencijalni pomak
v_{ae}	mm	tangencijalni pomak tjemena zuba elastičnog zupčanika
v_{fe}	mm	tangencijalni pomak korijena zuba elastičnog zupčanika
v_k	mm	tangencijalni pomak krutog zupčanika
v_r	m/s	radijalna brzina
v_{rA}	m/s	radijalna brzina u točki A
v_{rB}	m/s	radijalna brzina u točki B
v_φ	m/s	obodna brzina
$v_{\varphi A}$	m/s	obodna brzina u točki A
$v_{\varphi B}$	m/s	obodna brzina u točki B
w	mm	radijalni pomak
w_{ae}	mm	radijalni pomak tjemena zuba elastičnog zupčanika

w_{fe}	mm	radijalni pomak korijena zuba elastičnog zupčanika
w_k	mm	radijalni pomak krutog zupčanika
w_{NO}	mm	nominalna amplituda deformiranja elastičnog zupčanika
w_p	mm	trenutni prirast radijusa ekscentra
W_x	mm ³	aksijalni moment otpora
W_p	mm ³	polarni moment otpora
w_0	mm	amplituda harmonične deformacije
x_e	-	faktor pomaka profila zuba elastičnog zupčanika
x_t	-	faktor pomaka profila zuba krutog zupčanika
X	-	faktor radijalnog opterećenja ležaja
Y	-	faktor aksijalnog opterećenja ležaja
Y_z	-	faktor utjecaja zubi
z_e	-	broj zubi elastičnog zupčanika
z_k	-	broj zubi krutog zupčanika
Z	-	broj valjnih tijela ležaja

Grčka slova

α	°	standardni kut profila
α_{sred}	°	srednji kut profila
α_{ye}	°	kut normalne na bok zuba u odnosu na horizontalu za odabrani promjer elastičnog zupčanika
α_{yk}		kut normalne na bok zuba u odnosu na horizontalu za odabrani promjer krutog zupčanika
β_{kt}	-	faktor zareznog djelovanja za torzijsko opterećenje
β_{kt}	-	faktor zareznog djelovanja za torzijsko opterećenje pri odnosu promjera 1,4
δ	mm	najveća radijalna zračnost
δ_r	mm	radijalna deformacija ležaja
δ_1	mm	radijalna zračnost u ležajevima deformatora
δ_2	mm	radijalna zračnost u sklopu elastičnog zupčanika i deformatora
η	-	iskoristivost

θ	°	kut zakreta normale na srednju plohu presjeka elastičnog zupčanika
μ_0	-	statički faktor trenja
ρ_p	mm	radijus ekscentra deformatora s ekscentrom
σ	N/mm ²	ukupno normalno naprezanje na vanjskoj površini elastičnog zupčanika
σ_a	N/mm ²	amplituda normalnih naprezanja
σ_{ekv}	N/mm ²	ekvivalentno naprezanje
σ_f	N/mm ²	naprezanje na savijanje
σ_K	N/mm ²	naprezanje uslijed diskretnog namještanja kuglica u elastičnom ležaju
σ_m	N/mm ²	srednje normalno naprezanje
σ_n	N/mm ²	cirkularno naprezanje
σ_{na}	N/mm ²	amplituda cirkularnog naprezanja
σ_{nm}	N/mm ²	srednje cirkularno naprezanje
$\sigma_{v,dop}$	N/mm ²	dopušteno statičko vlačno naprezanje
σ_{zub}	N/mm ²	najveće savojno naprezanje u korijenu zuba elastičnog zupčanika
σ_{zuba}	N/mm ²	amplituda savojnog naprezanja u korijenu zuba elastičnog zupčanika
σ_{zubm}	N/mm ²	srednje savojno naprezanje u korijenu zuba elastičnog zupčanika
σ_φ	N/mm ²	savojno naprezanje
$\sigma_{\varphi a}$	N/mm ²	amplituda savojnog naprezanja
$\sigma_{\varphi m}$	N/mm ²	srednje savojno naprezanje
τ	N/mm ²	torzijsko naprezanje
τ_a	N/mm ²	amplituda torzijskog naprezanja
τ_t	N/mm ²	stvarno torzijsko naprezanje
φ	°	kut položaja deformatora
φ_t	°	trenutni kut položaja deformatora
φ_z	°	kut točke na srednjoj liniji elastičnog zupčanika mjeren od veće osi deformatora
ψ_{bd}	-	faktor širine zubnog vijenca
ψ_{sd}	-	faktor debljine elastičnog zupčanika
ψ_σ	-	faktor utjecaja srednjih naprezanja na zamor materijala
ω_e	rad ⁻¹	kutna brzina elastičnog zupčanika

ω_{EZ}	rad^{-1}	kutna brzina elastičnog zupčanika
ω_d	rad^{-1}	kutna brzina deformatora
ω_k	rad^{-1}	kutna brzina krutog zupčanika

SAŽETAK

U radu je napravljen proračun glavnih elemenata valnog prijenosnika za kojega je zatim napravljena i tehnička dokumentacija.

Optimalne mjere elastičnog zupčanika određuje okretni moment na izlaznom vratilu, čvrstoća odabranog materijala kao i dodatni faktori čije se vrijednosti odabiru iz preporučenih intervala. Materijali elastičnog i krutog zupčanika odabrani su prema preporukama iz relevantne literature. Modul ozubljenja je odabran što manji dok faktor razlike broja zubi iznosi 1 što je uobičajena vrijednost.

Kako se radi o manje opterećenom prijenosniku konstrukcija deformatora je izvedena s kotačima a proračunati su i njegovi glavni elementi. Oblik deformiranja elastičnog zupčanika određuje vrsta deformatora tako da je za odabranu konstrukciju napravljen i prikaz gibanja zuba elastičnog zupčanika prilikom okretanja deformatora. Iz te slike slijedi srednji kut profila zuba koji je pak potreban za računanje radijalnog opterećenja deformatora.

Nakon određivanja svih potrebnih veličina slijedi kontrola statičkih i dinamičkih naprezanja elastičnog zupčanika.

Osim kontrole naprezanja elastičnog zupčanika (koji je uslijed specifičnog opterećenja i najkritičniji element prijenosnika) proračunati su i ostali elementi prijenosnika čiji su materijali odabirani proizvoljno ali u skladu s njihovom namjenom.

Ključne riječi: valni prijenosnik, elastični zupčanik, kruti zupčanik, deformator

SUMMARY

In this thesis the calculation of main harmonic drive elements was performed which was followed by generation of technical drawings.

Optimal flexible gear dimensions are determined by output shaft torque, strength of the chosen material and also by additional factors which values are chosen in between the recommended limits. Flexible and rigid gear materials were chosen according to recommendations from relevant literature. Gear module was chosen the small as possible while number of teeth subtraction factor equals 1 which is the most common value.

Since the drive is slightly loaded wave generator construction was performed with wheels and its main elements were also dimensioned. The deformation shape of flexible gear is determined by generator's construction for which type the flexible gear tooth path during generator's rotation was also made. From that picture follows the teeth's middle angle which is needed for calculation of generator's radial load.

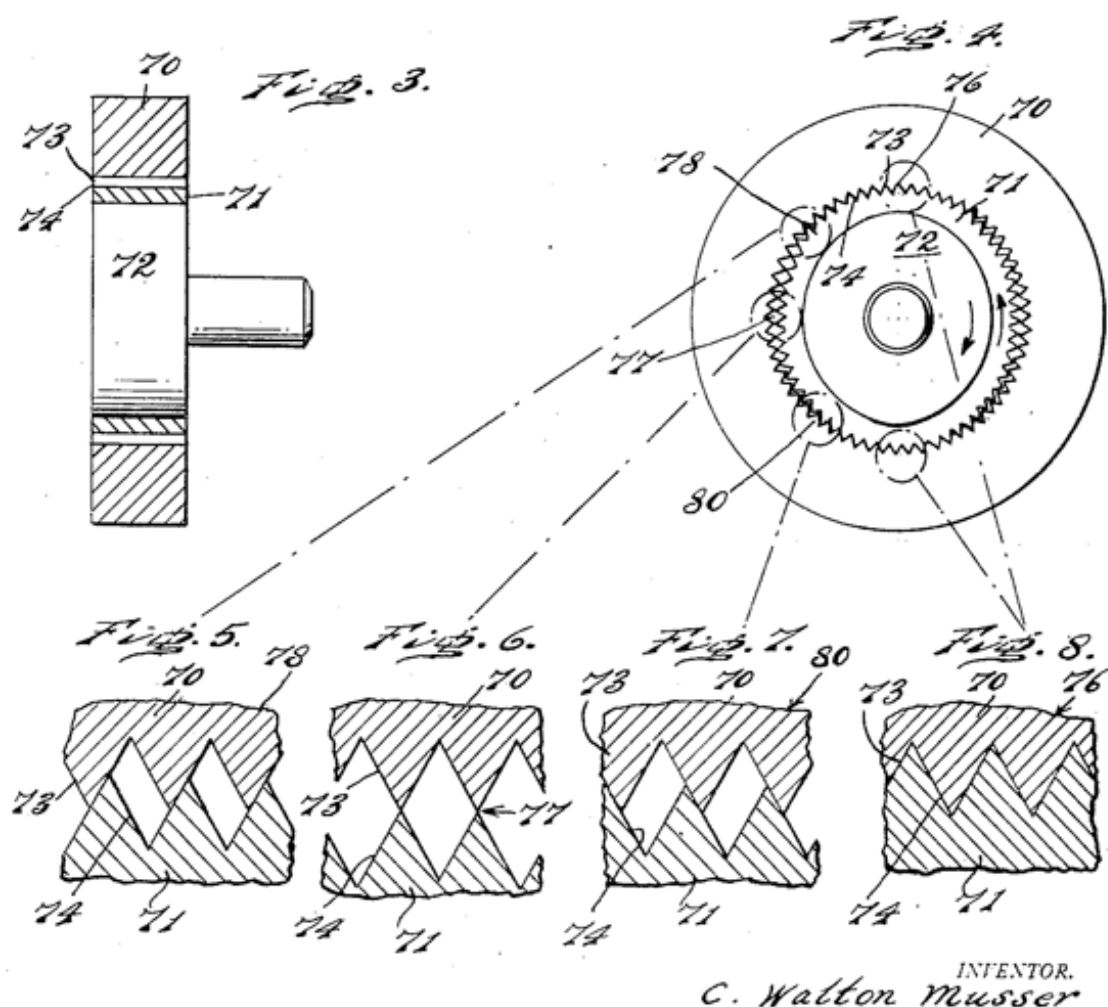
After defining all the necessary variables follows flexible gear's static and dynamic stresses control.

Besides controlling flexible gear's stresses (which is due to its specific load case the most critical drive part) calculations of other drive elements were also performed which materials were freely chosen but respecting element's purpose.

Key words: harmonic drive, flexible gear, rigid gear, wave generator

1. UVOD

Američki inženjer C. Walton Musser patentirao je novu vrstu prijenosnika pod imenom *Strain Wave Gearing* [1]. Kasnije je takav oblik prijenosnika dobio ime valni prijenosnik. Iako je navedeni izumitelj patentirao svoju konstrukciju literatura iz toga vremena navodi kako je takav način prijenosa snage i gibanje bio poznat i razrađen dvanaest godina prije od strane inženjera A. I. Moskvitina u SSSR-u [2].



Slika 1. Crtež iz originalnog patenta [1]

Način rada prijenosnika temelji se na promjeni gibanja valnom deformacijom jednog člana prijenosnika zvanog elastični zupčanik pri čemu jedan od članova prijenosnika može biti nepomičan ili se pak sva tri mogu okretati (diferencijalni prijenosnik). U praksi se najčešće izvodi s jednim reakcijskim članom (što rezultira smanjenjem stupnjeva slobode s početnih

dva na jedan) koji je najčešće kruti zupčanik. U slučaju da je reakcijski član elastični zupčanik tada su glavni članovi prijenosnika drugačije opterećeni [3].

Valni prijenosnici sastoje se od tri glavna člana:

1. deformatora (još zvanog i generator valova),
2. elastičnog zupčanika (ili kola kod tarnih valnih prijenosnika) i
3. krutog zupčanika (ili kola kod tarnih valnih prijenosnika).

Ovakva nova vrsta prijenosnika je zbog svojih prednosti kao što su točnost prijenosa, kompaktnost te veliki prijenosni omjer u jednom stupnju prijenosa postigla značajan uspjeh u najrazličitijim i najzahtjevnijim primjenama.

2. OPĆENITO O VALNIM PRIJENOSNICIMA

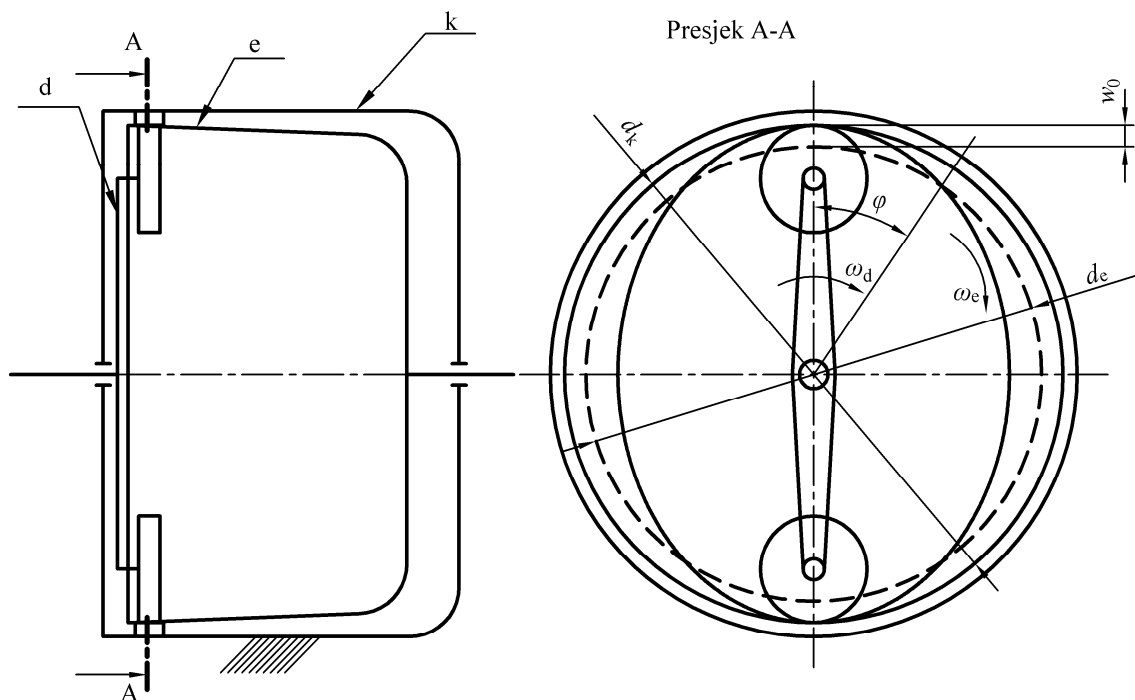
2.1. Kinematika valnih prijenosnika

Najznačajnija osobina valnih prijenosnika je, osim same konstrukcije, njihova kinematika iz koje slijedi njihov prethodni šturi opis načina djelovanja.

Valni prijenosnici mogu biti tarni i ozubljeni a zbog jednostavnosti će se najprije opisati kinematika tarnog valnog prijenosnika.

2.1.1. Kinematika tarnog valnog prijenosnika

Kod tarnog valnog prijenosnika elastično i kruto kolo nemaju ozubljenje već se prijenos odvija trenjem dok se kod ozubljenog prijenosnika odvija oblikom.



Slika 2. Shematski prikaz valnog prijenosnika s blokiranim krutim kolom [2]

Na slici 2 prikazan je valni prijenosnik s blokiranim krutim kolom koje je vezano za kućište. Ulazno vratilo je povezano s deformatorom dok je izlazno vratilo povezano s elastičnim kolom. Kod tarnih valnih prijenosnika je važno da deformator pritišće elastično kolo na kruto u smjeru veće osi dovoljno velikom silom koja može osigurati prijenos gibanja pomoću trenja.

Oznake članova na prethodnoj slici jesu: d – deformator, e – elastični zupčanik i k – kruto kolo.

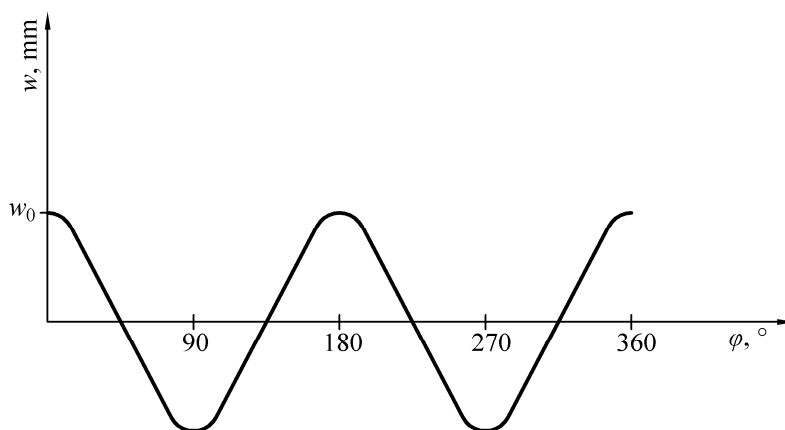
Prilikom stavljanja elastičnog kola na deformator ono se deformira za iznos $2w_0$. Vanjski promjer elastičnog kola prije stavljanja iznosi d_e a poslije stavljanja na deformator u smjeru veće osi poprima promjer krutog kola d_k . Crtkanom linijom je prikazano elastično kolo prije stavljanja na deformator.

Izraz za najveći pomak točke elastičnog kola u smjeru veće osi dakle iznosi:

$$d_k - d_e = 2w_0. \quad (1)$$

Najveći pomak točke elastičnog kola naziva se i amplituda harmonične deformacije.

Zakret generatora označava se kutom φ koji se mjeri od veće osi deformatora u smjeru kazaljke na satu kao što je i naznačeno na slici. Kako se deformator okreće mijenja se iznos trenutne deformacije elastičnog kola



Slika 3. Dijagram ovisnosti radijalnog pomaka w elastičnog kola o kutu φ [2]

Dijagram na slici 3 predstavlja trenutnu sliku valova deformacije. Pri okretanju deformatora valovi „putuju“ po obodu elastičnog kola zbog čega se i prijenosnici i nazivaju valnima. Ako na području kuta $\varphi = \langle 0, 2\pi \rangle$ postoje dva vala, takav se prijenosnik naziva dvovalnim. Osim takvog postoje još i jednovalni kao i trovalni [2].

Prijenosni omjer se postiže na sljedeći način: pri jednom punom okretu deformatora elastično se kolo otkotrlja po krutom a ako je takvo gibanje postignuto bez klizanja trebaju se kola zakrenuti jedno u odnosu na drugo za kut koji je određen razlikom dužina oboda elastičnog i krutog kola. Ta razlika iznosi:

$$\pi \cdot d_k - \pi \cdot d_e = \pi \cdot 2w_0. \quad (2)$$

Tako je prilikom prijenosa gibanja od deformatora prema krutom kolu a pri nepomičnom elastičnom kolu prijenosni omjer jednak [2]:

$$i_{dk}^e = \frac{\omega_d}{\omega_k} = \frac{d_k}{d_k - d_e} = \frac{d_k}{2w_0}. \quad (3)$$

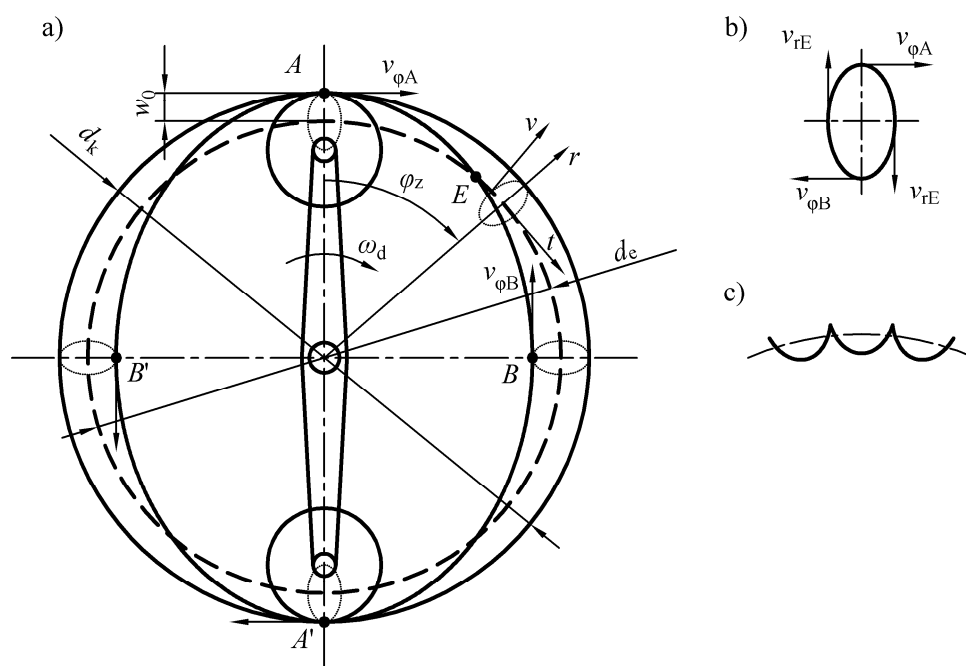
Analogno, pri nepomičnom krutom kolu prijenosni je omjer jednak [2]:

$$i_{de}^k = \frac{\omega_d}{\omega_e} = -\frac{d_e}{d_k - d_e} = -\frac{d_e}{2w_0}. \quad (4)$$

Predznak minus upućuje na to da je smjer okretanja deformatora i elastičnog kola suprotan.

Prijenosni omjer valnih prijenosnika ne ovisi o obliku deformacije već o razlici promjera odnosno o veličini najveće radijalne deformacije. Gornja vrijednost w_0 ograničena je čvrstoćom elastičnog kola (naprezanja u elastičnom kolu proporcionalna su s w_0) dok su donje vrijednosti ograničene tehnološkim odstupanjima promjera elastičnog i krutog kola [2].

Prilikom promatranja kinematike neopterećenog elastičnog kola (prijenosnik ne prenosi nikakvu snagu) kruto se kolo može izostaviti obzirom da nema utjecaja. Kinematika se može promatrati na primjeru srednje površine elastičnog kola.



Slika 4. a) položaj karakterističnih točaka srednje linije elastičnog kola, b) putanja točke srednje linije pri blokiranom elastičnom kolu, c) putanja točke srednje linije pri blokiranom krutom kolu [2]

U teoriji ljsaka se pomaci točaka srednje ravnine elastičnog kola promatraju u koordinatnom sustavu s ishodištem koje se poklapa s položajem promatrane točke prije deformiranja a koji ima osi [2]:

- x – uzdužna os,
- r – os u smjeru radijusa,

- t – os u smjeru tangente na kružnicu nedeformiranog elastičnog kola.

Komponente pomaka su:

- w – radijalni pomak,
- v – tangencijalni pomak,
- u – osni pomak.

Kako osni pomak ne utječe na kinematiku prijenosnika moguće je promatrati samo ravninski presjek [2]. U tom se slučaju ne promatra više srednja ravnina već srednja linija.

Pretpostavlja se da deformator deformira elastično kolo prema harmoničnoj jednadžbi:

$$w = w_0 \cdot \cos 2\varphi_z, \quad (5)$$

gdje je w_0 amplituda radijalnog pomaka a φ_z kutna koordinata točke na srednjoj liniji pred deformaciju mjerena od veće osi deformatora [2].

Pri dvovalnom deformatoru funkcija ima maksimum u točkama A ($\varphi_z=0^\circ$) i A' ($\varphi_z=180^\circ$) dok minimum ima u točkama B ($\varphi_z=90^\circ$) i B' ($\varphi_z=270^\circ$).

Ako se pretpostavi nerastezljivost elastičnog kola tada je tangencijalni pomak u obodnom smjeru jednak [2]:

$$v = -\int w \cdot d\varphi = -0,5 \cdot w_0 \cdot \sin 2\varphi_z. \quad (6)$$

Promatrajući prethodnu jednadžbu moguće je primijetiti da su obodni pomaci najveći pri $\varphi_z=45, 135, 225$ i 315° prilikom čega je v_{\max} jednak polovici w_{\max} . U točkama u kojima je tangencijalni pomak najveći radijalni pomak iznosi 0.

Jednadžba (6) opisuje statički deformirano elastično kolo. Prilikom okretanja deformatora on se vrti s kutnom brzinom ω_d . Tada je potrebno trenutni položaj promatrane točke opisati kutom $\varphi = \varphi_z - \varphi_d = \varphi_z - \omega_d \cdot t$ gdje je t trenutak promatranja točke elastičnog kola. Tada se prethodne jednadžbe mogu zapisati kao [2]:

$$\begin{aligned} w &= w_0 \cdot \cos 2(\varphi_z - \omega_d \cdot t), \\ v &= -0,5 \cdot w_0 \cdot \sin 2(\varphi_z - \omega_d \cdot t). \end{aligned} \quad (7)$$

Jednadžbe (7) opisuju deformacijske valove u polarnim koordinatama.

Na slici 4 b) prikazana je uvećana putanja gibanja točke srednje linije elastičnog kola pri blokiranom elastičnom kolu. Putanja je u obliku zatvorene ovalne krivulje koju, u slučaju dvovalnog deformatora, točka prijeđe dva puta [2].

U slučaju okrećućeg elastičnog kola ovalna se krivulja pretvori u krivulju u obliku koničnih valova prikazanu na slici 4 c).

Kao što je već bilo rečeno, smjer okretanja elastičnog kola suprotan je smjeru okretanja deformatora.

Deriviranjem pomaka po vremenu dobivaju se brzine. Brzina u smjeru radijusa se računa prema [2]:

$$v_r = \frac{dw}{dt} = 2\omega_d \cdot w_0 \cdot \sin 2(\varphi_z - \omega_d \cdot t), \quad (8)$$

dok se brzina u smjeru tangente (obodna brzina) računa prema:

$$v_\varphi = \frac{dv}{dt} = \omega_d \cdot w_0 \cdot \cos 2(\varphi_z - \omega_d \cdot t). \quad (9)$$

Iz prethodnih jednačbi slijedi:

$$v_\varphi = \omega_g \cdot w, \quad (10)$$

što znači da je obodna brzina točaka elastičnog kola jednaka umnošku njihovog radijalnog pomaka i kutne brzine generatora [2].

Uzevši u obzir uvjete u točkama A i B može se pisati da je $w_A = w_0$ i $w_B = -K \cdot w_0$ gdje je K konstanta ovisna o obliku deformacije. Brzine u točkama A i B su [2]:

$$v_{rA} = v_{rB} = \frac{dw}{dt} = 0, \quad (11)$$

$$v_{\varphi A} = w_0 \cdot \omega_d, \quad v_{\varphi B} = -K \cdot w_0 \cdot \omega_d. \quad (12)$$

Iz gornjih jednačbi moguće je zaključiti kako brzina $v_{\varphi A}$ nije ovisna o obliku deformacije te je usmjerena u smjeru vrtnje deformatora dok brzina $v_{\varphi B}$ ovisi o obliku deformacije te je usmjerena u smjeru suprotnom smjeru vrtnje deformatora.

Gornjim zaključcima je pojašnjeno zašto obodne brzine točaka elastičnog zupčanika nisu posljedica njegovog okretanja već valne deformacije.

Kako se elastično i kruto kolo dodiruju u točkama A i A' , a uz uvjet kotrljanja bez klizanja, vrijedi da je u tim točkama obodna brzina elastičnog i krutog kola ista. Pri blokiranom elastičnom kolu slijedi da je kutna brzina krutog kola jednaka [2]:

$$\omega_k = \frac{v_{\varphi A}}{\frac{d_k}{2}} = \frac{w_0 \cdot \omega_d}{\frac{d_k}{2}}. \quad (13)$$

Uvrštavanjem gornjeg izraza za ω_t u (3) slijedi konačni oblik jednačbe za prijenosni omjer pri blokiranom elastičnom kolu.

Prilikom blokiranog krutog kola vrijedi da je obodna brzina elastičnog kola u točki dodira $v_e = \omega_e \cdot d_e / 2$ jednaka i suprotno usmjerena brzini valnog deformiranja $v_{\varphi A}$. Uvrštavanjem

gornjeg uvjeta u (4) se također dolazi do konačnog izraza za prijenosni omjer pri blokiranom krutom kolu.

Prethodne jednadžbe ne uzimaju u obzir debljinu elastičnog kola. Uzimanjem i nje u obzir javlja se dodatna obodna brzina na površini elastičnog kola v_θ koja je posljedica naginjanja normale presjeka prema srednjoj liniji. Sveukupna obodna brzina na vanjskoj površini tada iznosi:

$$v_{\varphi\theta} = v_\varphi + v_\theta, \quad (14)$$

gdje je:

$$v_\theta = e \cdot \omega_\theta, \quad (15)$$

pri čemu je e polovina debljine elastičnog kola odnosno:

$$e = \frac{s}{2}. \quad (16)$$

Kutna brzina naginjanja normale presjeka iznosi [2]:

$$\omega_\theta = \frac{d\theta}{dt} = \frac{1}{r} \cdot \left(\frac{dv}{dt} - \frac{d^2w}{d\varphi \cdot dt} \right), \quad (17)$$

gdje je r polumjer srednje linije.

Slijedi prijenosni omjer s utjecajem debljine elastičnog kola [2]:

$$i_{dk}^e = \frac{d_k}{2w_0 + \frac{2e}{r} \cdot \left(w + \frac{d^2w}{d\varphi^2} \right)_{\varphi=0}}. \quad (18)$$

2.1.2. Kinematika ozubljenog valnog prijenosnika

Kod ozubljenog valnog prijenosnika elastični i kruti zupčanik imaju vanjsko odnosno unutarnje ozubljenje tako da se kod takvog prijenosnika ne radi više o prijenosu trenjem već o prijenosu oblikom.

Jednadžbe za prijenosne omjere pri blokiranom elastičnom odnosno krutom zupčaniku dobivaju se tako da se za promjere d_k i d_e u jednadžbama (3) i (4) uzmu diobeni promjeri elastičnog i krutog zupčanika. Diobeni promjeri izražavaju se umnoškom modula m i broja zubi z odgovarajućeg zupčanika. Uzimanjem navedenog u obzir slijede prijenosni omjeri pri blokiranom elastičnom [2]:

$$i_{dk}^e = \frac{z_k}{z_k - z_e} = \frac{z_k}{K_z \cdot U}, \quad (19)$$

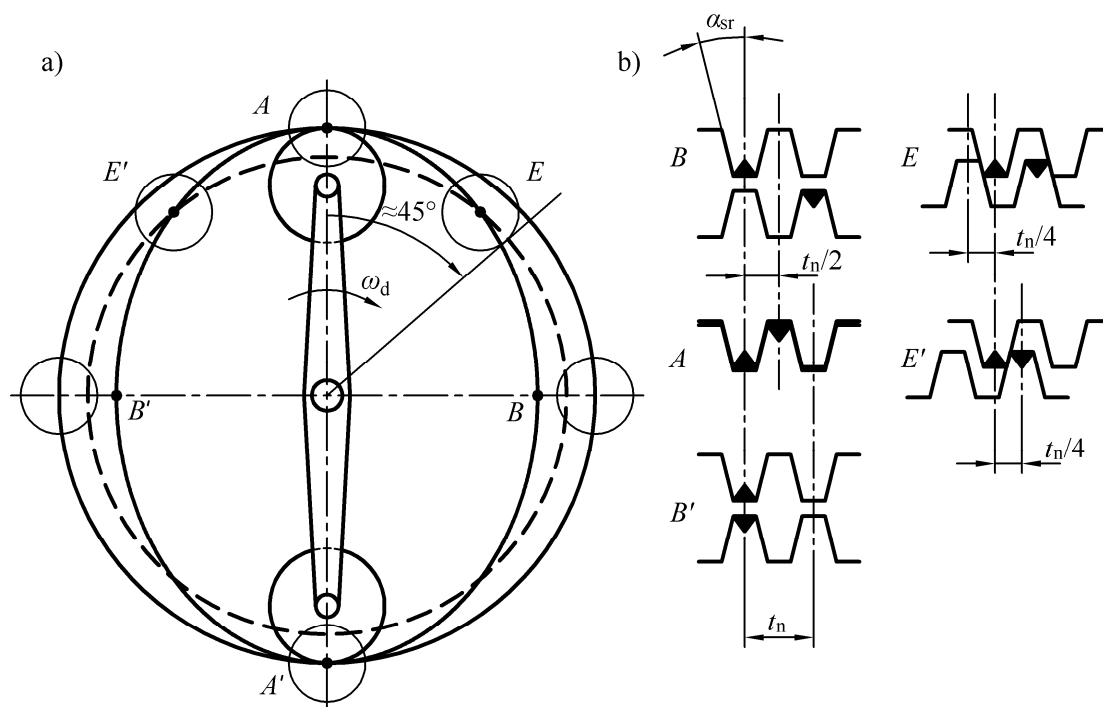
te pri blokiranom krutom kolu:

$$i_{de}^k = -\frac{z_e}{z_k - z_e} = -\frac{z_e}{K_z \cdot U}, \quad (20)$$

gdje je U broj deformacijski valova a $K_z = 1, 2, 3, \dots$ faktor razlike broja zubi.

Prijenosni omjeri se kreću u granicama između 80 i 300 (70 i 320 prema [4]). Donja granica prijenosnih omjera određena je čvrstoćom elastičnog zupčanika dok gornju granicu određuje najmanji modul ($m \geq 0,15$ mm) [4].

U istome trenutku zubi elastičnog zupčanika nalaze se u različitim fazama zahvata sa zubima krutog zupčanika.



Slika 5. a) promatrane točke zahvata, b) međusobni položaj zuba [2]

U točki B se položaji zuba poklapaju, u točki E su zubi zamaknuti jedan u odnosu na drugi za četvrtinu koraka dok su u točki A zamaknuti za polovinu koraka. Takvi položaji zuba su mogući zato što je duljina luka AB elastičnog zupčanika za pola koraka manja od duljine odgovarajućeg luka krutog zupčanika. To je razlog zašto razlika broja zubi kod dvovalnog prijenosnika treba biti jednaka 2, odnosno treba biti jednaka broju valova U .

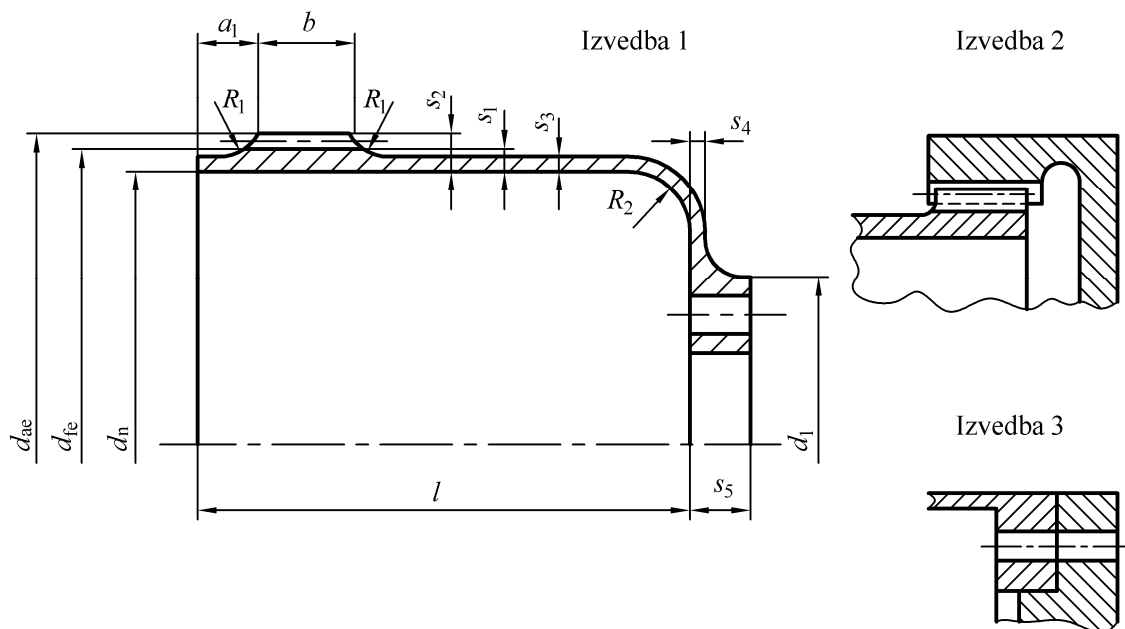
Općenito vrijedi:

$$z_k - z_e = K_z \cdot U. \quad (21)$$

Pri nekoj drugoj razlici broja zubi zahvat ne bi bio moguć već bi nastupilo preklapanje zubi.

2.2. Konstrukcijska izvedba elastičnog zupčanika

Elastični zupčanik ima izgled ljuske s dnom koja na otvorenom kraju ima po obodu vanjske strane ozubljenje. On je na tome dijelu deformiran u obliku valne deformacije pri čemu mu se oblik postupno mijenja u kružnicu na mjestu veze s vratilom.



Slika 6. Konstrukcijska izvedba elastičnog zupčanika [2]

Veza elastičnog zupčanika i vratila može biti [2]:

1. s elastičnom membranom i priрубnicom kojom se elastični zupčanik vijčanom vezom spaja na vrtilo (slika 6),
2. ozubljenom vezom koja je najbolja u pogledu smanjenja naprezanja u elastičnom zupčaniku obzirom da dozvoljava osne pomake,
3. kruta s vijcima koja pak nije preporučljiva iz razloga što su u tom slučaju naprezanja u elastičnom zupčaniku veća.

Mjere naznačene na gornjoj slici računaju se prema iskustvenim jednadžbama koje će biti navedene u poglavlju 3.

Osne pomake elastičnog zupčanika u prvoj izvedbi omogućuje tanko dno (membrana). Cilindrična ljuska elastičnog zupčanika može biti izrađena zajedno s dnom u jednome komadu (iz jednog dijela materijala) ili pak može zavarenim spojem biti spojena sa svojim dnom. Prvi je slučaj bolji u pogledu naprezanja dok je sa stajališta tehnologije bolji drugi slučaj.

Početak ljske duljine a_1 i radijus R_1 izvode zbog smanjenja koncentracije naprezanja na krajevima ozubljenog vijenca.

Za više opterećene elastične zupčanike (manji prijenosni omjeri) odabiru se konstrukcijski čelici veće žilavosti (npr. 41CrAlMo7, 34CrNiMo6) dok se za srednja i manja opterećenja mogu koristiti i jeftiniji čelici (npr. 15CrMo5) [2]. Pri izradi manjih prijenosnika moguća je upotreba i berilijeve bronce.

2.3. Konstrukcijska izvedba krutog zupčanika

Kruti zupčanik je po konstrukciji jednak zupčanicu s unutarnjim ozubljenjem običnih i planetarnih prijenosnika. Učvršćeni za kućište mogu biti bilo s radijalnim ili aksijalnim zaticima ili pak vijcima.

Širina ozubljenog vijenca treba biti 2 do 5 mm veća od širine vijenca elastičnog zupčanika što omogućava manje zahtjeve točnosti aksijalnog položaja zupčanika. Debljina krutog zupčanika treba pak biti tolika da spriječi radijalne pomake koji su posljedica sile na bok zuba prilikom zahvata. Radijalni pomaci trebali bi biti [2]:

$$w_l \leq (0,05 \dots 0,02) \cdot h_d, \quad (22)$$

gdje je h_d dubina zahvata zuba.

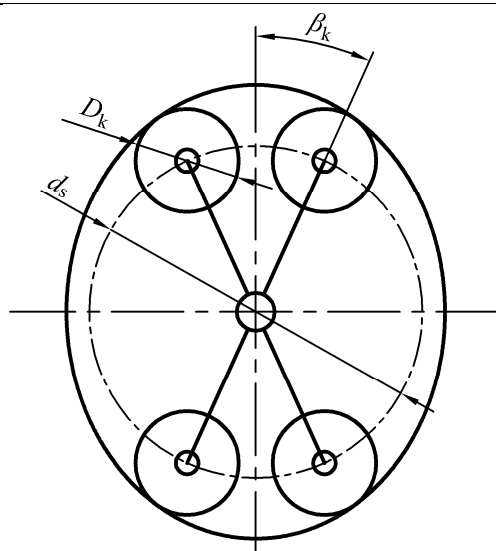
Naprezanja u krutom zupčaniku značajno su manja od naprezanja u elastičnom zupčanicu. Iz tog su razloga za izradu dovoljno dobri konstrukcijski čelici tvrdoće 20 do 30 HB manje od tvrdoće čelika elastičnog zupčanika [4].

2.4. Konstrukcijske izvedbe deformatora

Deformatori (ili generatori valova) služe za ostvarivanje valnoga deformiranja. Razlikuju se prema konstrukciji (s kotačima, elastičnim ležajem itd.) te prema načinu djelovanja (mehanički, hidraulički, pneumatski, elektromagnetski) [2].

2.4.1. Deformatori s kotačima

Shema deformatora s kotačima prikazana je na slici 7. Deformatori takve izvedbe su jednostavni za izradu ali ostavljaju nepoduprte dijelove elastičnog zupčanika što ne omogućava postizanje zadanog oblika deformiranja pod opterećenjem. Upotreba ove vrste deformatora preporučljiva je samo kod lagano opterećenih prijenosnika.



Slika 7. Shema deformatora s kotačima [2]

Najveći kut β kod deformatora s 4 kotača iznosi $\approx 35^\circ$ čemu odgovara kut položaja kotača β_k [2].

Promjer središta kotača računa se prema:

$$d_s = d_n + 2w - D_k, \quad (23)$$

gdje je d_n unutarnji promjer nedeformiranog a w radijalni pomak deformiranog elastičnog zupčanika i to u točki dodira s kotačem (pri $\varphi = \beta = 35^\circ$). Promjer kotača treba biti izabran s obzirom na uvjet $D_k \leq 0,33 \cdot d_n$ [2].

Prilikom konstruiranja deformatora treba se posvetiti posebna pozornost krutosti u radijalnom smjeru obzirom da se smanjenjem krutosti značajno mijenja veličina i oblik deformiranja.

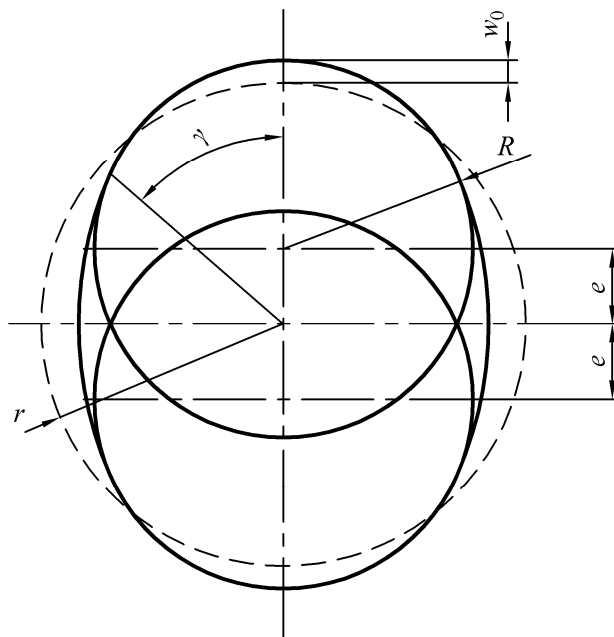
2.4.2. Deformatori s diskovima

Pri deformatorima s diskovima je računski polumjer R veći od polumjera zakrivljenosti elastičnog zupčanika opterećenog s dvjema silama. Elastični zupčanik naliježe na deformator po luku omeđenog kutom 2γ . (slika 8) Iz tog razloga ima elastični zupčanik bolju potporu na većem dijelu oboda što pak pomaže očuvanju zadanog oblika deformiranja.

Polumjer diskova R_d i ekscentričnost e se izabire na način da se kut γ nalazi u preporučenom području od 20 do 40° pri izabranoj veličini deformiranja w_0 .

Oba diska bi trebala biti uležištena na dva ležaja radi točnijeg vođenja diska. Točnost izrade diskova kao i njihov međusobni položaj na vratilu ima značajan utjecaj na kvalitetu zahvata elastičnog i krutog zupčanika. Neuravnoteženost deformatora može uzrokovati znatna dinamička opterećenja, vibracije i buku. Potpunu uravnoteženost moguće je dostići samo kod

prijenosnika s kratkim elastičnim zupčanicom kod kojih nema iskrivljenja u osnom smjeru dok kod prijenosnika s dugim elastičnim zupčanicom to nije moguće u potpunosti postići.

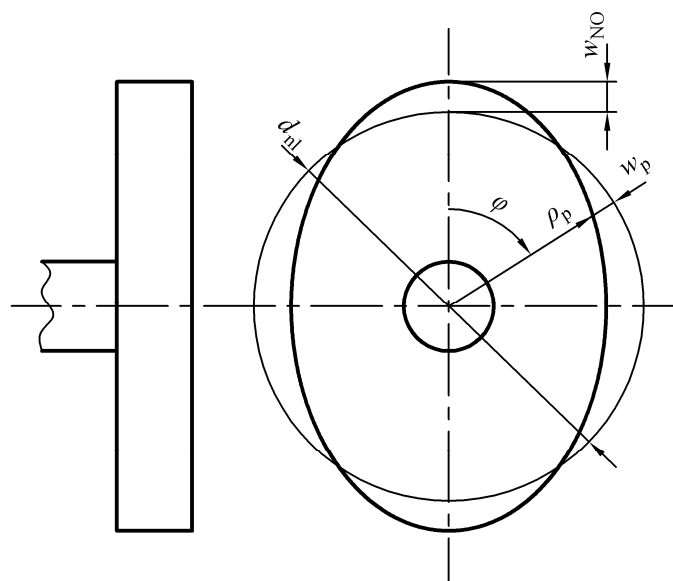


Slika 8. Shema deformatora s diskovima [2]

Diskovi se izrađuju od konstrukcijskih čelika sa zakaljenom djelovnom površinom do 48 – 50 HRC.

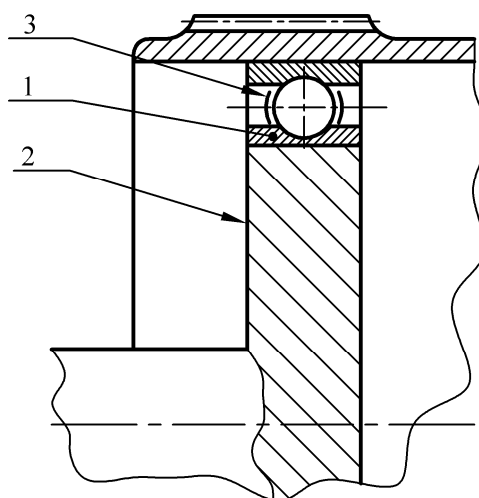
2.4.3. Deformatori s ekscentrom

Deformator s ekscentrom održava oblik deformiranja pod opterećenjem iz razloga što podupire elastični zupčanic po cijelom obodu.



Slika 9. Shematski prikaz generatora s ekscentrom

Sastoji se od ekscentra 2 i na njega stavljenog elastičnog ležaja (slika 10).



Slika 10. Konstrukcijska varijanta deformatora s ekscentrom [2]

Oblik ekscentra je ekvivalentan obliku deformacije elastičnog zupčanika. Trenutna vrijednost radijusa ekscentra u ovisnosti o kutu φ iznosi [2]:

$$\rho_p = 0,5 \cdot d_{nl} + w_p, \quad (24)$$

gdje je d_{nl} unutarnji promjer ležaja, w_p trenutna vrijednost prirasta ρ_p . Jednu od pojednostavljenih metoda proračuna moguće je pronaći u [5].

Elastični ležaj se od običnog razlikuje po izgledu kaveza 3 te po tanjim prstenima koji trebaju biti elastični.

2.5. Područja upotrebe valnih prijenosnika

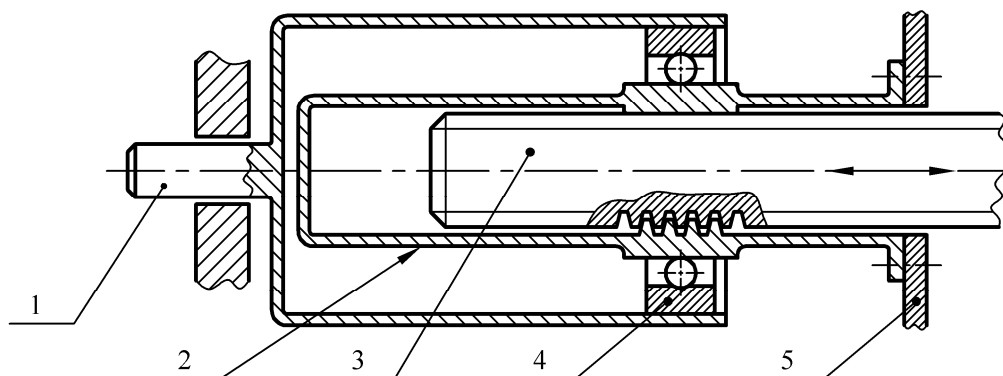
Područja upotrebe valnih prijenosnika su vrlo raznolika – alatni strojevi, industrijski roboti, telekomunikacijska oprema, tekstilni strojevi, medicinska oprema, svemirska i vojna industrija itd.

Na bazi valnih prijenosnika opće namjene razvijeni su i specijalni prijenosnici: dvostupanjski s prijenosnim omjerima do 50000, s kratkim elastičnim zupčanicima, s elastičnim kolom iz plastičnih materijala itd.

Na slici 11 prikazan je hermetički valni prijenosnik. Valni prijenosnici su jedina vrsta prijenosnika koja može prenijeti snagu i gibanje kroz stjenku koja razdvaja dva prostora bez upotrebe brtvi [4].

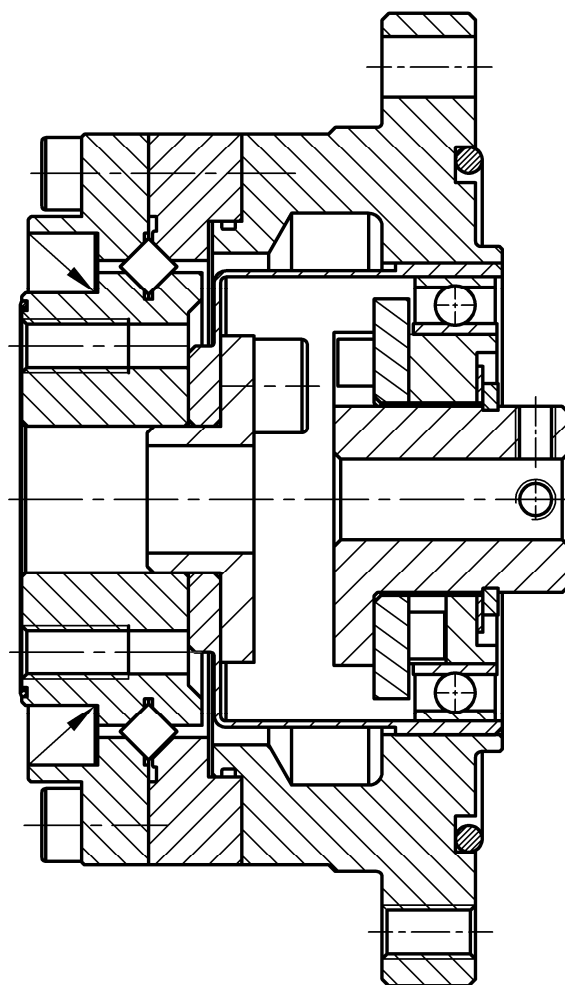
Prijenosnik na donjoj slici pretvara kružno gibanje vratila 1 u aksijalno gibanje vretena 3. Elastična matica 2 izrađena je u obliku čaše i učvršćena je na stijenu 5 koja dijeli dva izolirana

prostora. Na unutarnjoj površini matice izrađeni su utori koji prilikom okretanja matice djeluju na bokove navoja vretena koje je u ovom primjeru kruti zupčanik. Deformator 4 je izveden s ekscentrom [2].



Slika 11. Hermetički valni prijenosnik [5]

Suvremene izvedbe valnih prijenosnika se temelje na deformatorima s ekscentrom koji, kao što je već bilo rečeno u poglavlju 2.4.3 najbolje održavaju traženi oblik valne deformacije elastičnog zupčanika.



Slika 12. Suvremeni valni prijenosnik [6]

2.6. Prednosti i nedostaci valnih prijenosnika

Neke od prednosti valnih prijenosnika jesu [2]:

- veliki prijenosni omjeri – do 300 u jednom stupnju,
- veliki broj zubi u zahvatu,
- visoka kinematska točnost,
- povoljan omjer snaga / masa,
- iskoristivost je pri usporedbi s planetarnim prijenosnicima istih prijenosnih omjera veća a kreće se u području od 60 do 90% ovisno o prijenosnom omjeru, vrsti deformatora i brzine vrtnje,
- simetrična konstrukcija koja rezultira manjim opterećenjem članova prijenosnika,
- trošenje zuba je jednoliko raspodijeljeno na sve zube,
- buka je manja u usporedbi s običnim zupčanim ali i planetarnim prijenosnicima,
- dug vijek trajanja (prosječni vijek trajanja valnih prijenosnika opće namjene je 10000 sati).

Među nedostatke se pak može navesti [2]:

- otežano postizanje manjih prijenosnih omjera ($i_{\min} \approx 80$ za čelične elastične zupčanike),
- zahtjevna izrada elastičnog zupčanika i generatora,
- nemoguća upotreba u konstrukcijama s paralelnim ili sijekućim osima,
- nelinearnost (gubici uslijed fleksibilnosti i trenja tijekom prijenosa pokazuju neku nelinearnost u ponašanju prijenosnika) [3].

3. PRORAČUN OSNOVNIH ELEMENATA VALNOG PRIJENOSNIKA

U ovom poglavlju će se napraviti proračun osnovnih elemenata valnog prijenosnika – elastičnog zupčanika, ležaja deformatora, ulaznog i izlaznog vratila te pera i svornjaka.

Prvo će se navesti ulazni podaci a zatim odabrati materijale elastičnog i krutog zupčanika. Nakon toga slijedi proračun osnovnih mjera elastičnog zupčanika, parametara ozubljenja te kontrola naprezanja u elastičnom zupčanicu.

Zatim će se proračunati ležajevi deformatora nakon čega slijedi proračun vratila, svornjaka i pera.

Od konstrukcijskih izvedbi deformatora odabire se deformator s kotačima i to dvovalni (što slijedi iz zadanog broja deformacijskih valova).

3.1. Ulazni proračunski podaci

Zadani parametri su:

- okretni moment na izlaznom vratilu: $T_2=200$ Nm,
- brzina vrtnje ulaznog vratila: $n_1=100$ min⁻¹,
- prijenosni omjer pri zakočenom krutom zupčanicu: $i_{ge}^t=132$,
- broj deformacijskih valova: $U=2$.

Odabrani parametri su:

- modul ozubljenja: $m=0,5$ mm,
- faktor razlike broja zubi: $K_z=1$.

Koristeći jednadžbu (20) (bez predznaka -) moguće je izračunati broj zubi elastičnog zupčanika:

$$z_e = i_{de}^k \cdot K_z \cdot U = 132 \cdot 1 \cdot 2 = 264 \text{ zuba} . \quad (25)$$

Slijedi i broj zubi krutog zupčanika:

$$z_k - z_e = K_z \cdot U \Rightarrow z_k = K_z \cdot U + z_e = 1 \cdot 2 + 264 = 266 \text{ zuba} . \quad (26)$$

3.2. Odabir materijala elastičnog i krutog zupčanika

Za materijal **elastičnog zupčanika** odabire se materijal iz skupine za veća opterećenja – čelik za poboljšavanje 34CrNiMo6 (Č 5431.1).

Mehanička svojstva materijala su [7]:

- konvencionalna granica tečenja: $R_{p0,2}=700 - 950 \text{ N/mm}^2$ (odabrano 825 N/mm^2),
- vlačna čvrstoća: $R_m=1000 - 1350 \text{ N/mm}^2$ (odabrano 1000 N/mm^2),
- trajna dinamička čvrstoća pri čistom naizmjeničnom opterećenju na savijanje:
 $R_{Df(-1)}=500 - 600 \text{ N/mm}^2$.

Najmanji faktor sigurnosti pri statičkom opterećenju iznosi 1,4 [2] tako da se odabire potrebni faktor sigurnosti pri statičkom opterećenju $S_{pot,s}=1,5$.

Dopušteno statičko vlačno naprezanje iznosi:

$$\sigma_{v,dop} = \frac{R_{p0,2}}{S_{pot,s}} = \frac{825}{1,5} = 550 \text{ N/mm}^2. \quad (27)$$

Najmanji faktor sigurnosti pri dinamičkom opterećenju iznosi 1,3 što je ujedno i odabrani potrebni faktor sigurnosti pri dinamičkom opterećenju – $S_{pot,d}=1,3$ [2].

Približna vrijednost trajne dinamičke čvrstoće pri čistom naizmjeničnom opterećenju na vlak se računa prema [8]:

$$R_{Dv(-1)} \approx 0,41 \cdot R_m = 0,41 \cdot 1000 = 410 \text{ N/mm}^2, \quad (28)$$

dok se približna vrijednost trajne dinamičke čvrstoće pri čistom naizmjeničnom opterećenju na torziju računa prema [8]:

$$R_{Dt(-1)} \approx 0,3 \cdot R_m = 0,3 \cdot 1000 = 300 \text{ N/mm}^2. \quad (29)$$

Za materijal **krutog zupčanika** odabire se čelik za cementiranje 20MnCr5 (Č 4321.1).

Mehanička svojstva materijala su [7]:

- konvencionalna granica tečenja: $R_{p0,2}=700 - 950 \text{ N/mm}^2$,
- vlačna čvrstoća: $R_m=1000 - 1300 \text{ N/mm}^2$,
- trajna dinamička čvrstoća pri čistom naizmjeničnom opterećenju na savijanje:
 $R_{Df(-1)}=350 - 420 \text{ N/mm}^2$.

Moduli elastičnosti oba materijala iznose $E=210000 \text{ N/mm}^2$.

3.3. Određivanje optimalnih mjera elastičnog zupčanika

Mjere naznačene na slici 6 računaju se prema iskustvenim jednadžbama koje donekle jamče zadovoljavanje kasnije kontrole naprezanja u elastičnom zupčaniku.

Prvo je potrebno izračunati optimalni promjer elastičnog zupčanika obzirom na uvjet čvrstoće. O unutarnjem promjeru ovise ostale mjere elastičnog zupčanika.

3.3.1. Optimalni unutarnji promjer elastičnog zupčanika

Optimalni unutarnji promjer elastičnog zupčanika računa se prema [2]:

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{0,456 \cdot T_2}{\left(\frac{R_{Dv(-1)}}{K_\sigma \cdot S_{pot,\sigma}} - 3 \cdot E \cdot Y_z \cdot \frac{\psi_{sd}}{i_{de}^k} \right) \cdot \psi_{bd} \cdot \psi_{sd}}}, \quad (30)$$

gdje je faktori imaju sljedeće vrijednosti [2]:

- faktor koncentracije naprezanja u korijenu zuba uslijed normalnih naprezanja $K_\sigma = 1,6 - 2,0$ (odabrano $K_\sigma = 2,0$),
- potrebni faktor sigurnosti za dinamički zamor uslijed normalnih naprezanja $S_{pot,\sigma} = 1,3 - 1,7$ (odabrano $S_{pot,\sigma} = 1,6$),
- faktor utjecaja zuba $Y_z = 1,35 - 1,5$ za ozubljenje s uskom uzubinom (odabrano $Y_z = 1,4$),
- faktor debljine elastičnog zupčanika $\psi_{sd} = 0,01 - 0,015$ (odabrano $\psi_{sd} = 0,013$),
- faktor širine zubnog vijenca $\psi_{bd} = 0,15 - 0,2$ (odabrano $\psi_{bd} = 0,18$).

Nakon uvrštavanja potrebni veličina slijedi optimalni unutarnji promjer:

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{0,456 \cdot 200000}{\left(\frac{410}{2 \cdot 1,6} - 3 \cdot 210000 \cdot 1,4 \cdot \frac{0,013}{132} \right) \cdot 0,18 \cdot 0,013}} = 98,1172 \text{ mm}. \quad (31)$$

Iz konstrukcijskih razloga (potreban prostor za smještaj deformatora, ležaja i kotača) odabire se veći unutarnji promjer i to $d_n = 125 \text{ mm}$.

3.3.2. Određivanje ostalih optimalnih mjera elastičnog zupčanika

Unutarnji promjer je parametar o kojemu ovise sve ostale mjere elastičnog zupčanika prema slici 6.

Debljina korijena vijenca računa se kao razlika podnožnog i unutarnjeg promjera elastičnog zupčanika. Podnožni promjer iznosi (za vanjsko ozubljenje bez pomaka profila) [9]:

$$d_{fe} = d_e - 2 \cdot h_{fe} = m \cdot z_e - 2 \cdot 1,25 \cdot m = 0,5 \cdot 264 - 2 \cdot 1,25 \cdot 0,5 = 130,75 \text{ mm}. \quad (32)$$

Oduzimanjem unutarnjeg promjera od podnožnog promjera dobiva se dvostruki iznos debljine korijena:

$$2s_1 = d_{fe} - d_n = 130,75 - 125 = 5,75 \text{ mm} \rightarrow s_1 = 2,875 \text{ mm}. \quad (33)$$

Debljina ljuske elastičnog zupčanika iznosi [2]:

$$s_3 = (0,6 \dots 0,9) \cdot s_1 = 0,7 \cdot 2,875 = 2,0125 \text{ mm} \approx 2 \text{ mm} . \quad (34)$$

Debljina dna jednaka je debljini cilindričnog dijela ljuske [2]:

$$s_4 = s_3 = 2 \text{ mm} . \quad (35)$$

Vanjski promjer prirubnice iznosi:

$$d_1 \leq (0,5 \dots 0,6) \cdot d_n = 0,6 \cdot 125 = 75 \text{ mm} \rightarrow d_1 = 70 \text{ mm} . \quad (36)$$

Duljina ljuske (od vrha do prirubnice) računa se prema:

$$l_1 \geq (0,8 \dots 1) \cdot d_n = 0,9 \cdot 125 = 112,5 \text{ mm} \rightarrow l = 115 \text{ mm} . \quad (37)$$

Širina zuba računa se pomoću odabranog faktora širine zubnog vijenca i iznosi:

$$b = \psi_{bd} \cdot d_n = 0,18 \cdot 125 = 22,5 \text{ mm} . \quad (38)$$

Širina vrha ljuske elastičnog zupčanika iznosi:

$$a_1 = (0,15 \dots 0,25) \cdot b = 0,2 \cdot 22,5 = 4,5 \text{ mm} \rightarrow a_1 = 5 \text{ mm} . \quad (39)$$

Radijus zaobljenja vijenca elastičnog zupčanika računa se prema:

$$R_1 = (10 \dots 20) \cdot m = 15 \cdot 0,5 = 7,5 \text{ mm} \rightarrow R_1 = 8 \text{ mm} , \quad (40)$$

dok se radijus zaobljenja dna ljuske iznosi:

$$R_2 = (2 \dots 3) \cdot s_3 = 2,5 \cdot 2 = 5 \text{ mm} . \quad (41)$$

Na kraju, širina prirubnice elastičnog zupčanika iznosi:

$$s_5 = 3 \cdot s_1 = 3 \cdot 2,875 = 8,6250 \text{ mm} \rightarrow s_5 = 10 \text{ mm} . \quad (42)$$

Ovime su određene mjere elastičnog zupčanika osim parametara njegovog ozubljenja što će biti napravljano u sljedećem poglavlju.

3.4. Određivanje parametara ozubljenja elastičnog i krutog zupčanika

Kao što je već bilo navedeno prije osnovni parametri ozubljenja su:

- modul: $m=0,5 \text{ mm}$,
- broj zubi elastičnog zupčanika: $z_e=264$,
- broj zubi krutog zupčanika: $z_k=266$,
- faktor pomaka profila elastičnog zupčanika: $x_e=0$,
- faktor pomaka profila krutog zupčanika: $x_k=-0,8$.

Do faktora pomaka profila krutog zupčanika došlo se iterativnim putem računanjem točaka položaja zuba elastičnog zupčanika ovisno o kutu položaja deformatora te crtajući putanju

zuba (obrađeno u narednim poglavljima). Nakon crtanja bilo je moguće izmjeriti bočnu zračnost prilikom ulaska zuba u zahvat čiji iznos treba biti iznad određene najmanje vrijednosti.

Obzirom da je kruti zupčanik izveden s unutarnjim ozubljenjem, negativni faktor pomaka profila postiže se odmicanjem alata u obliku zupčanika od središta obratka što dovodi do smanjenja debljine zuba i povećanja tjemnog i podnožnog promjera.

Kod svakog zupčanika je potrebno izračunati i debljinu zuba na tjemenu iz razloga što je ona potrebna za crtanje gibanja profila zuba.

3.4.1. Parametri ozubljenja elastičnog zupčanika

Diobeni promjer elastičnog zupčanika računa se kao umnožak modula i broja zubi:

$$d_e = m \cdot z_e = 0,5 \cdot 264 = 132 \text{ mm} . \quad (43)$$

Tjemni se promjer dobije zbrajanjem dvostruke tjemene visine zuba (koja kod standardnog alata iznosi modul m) na diobeni promjer:

$$d_{ae} = d_e + 2 \cdot m = 132 + 2 \cdot 0,5 = 133 \text{ mm} , \quad (44)$$

dok se podnožni promjer dobije oduzimanjem dvostruke podnožne visine zuba od diobenog promjera:

$$d_{fe} = d_e - 2 \cdot 1,25 \cdot m = 132 - 2 \cdot 1,25 \cdot 0,5 = 130,75 \text{ mm} . \quad (45)$$

Debljina zuba na tjemenu se računa prema [9]:

$$s_{ye} = d_{ye} \cdot \left(\frac{s_e}{d_e} + \text{ev}(\alpha) - \text{ev}(\alpha_{ye}) \right) , \quad (46)$$

gdje je d_{ye} promjer na kojemu se traži debljina zuba (odnosno u ovom slučaju tjemni promjer d_{ae}), α standardni kut profila i iznosi 20° dok je α_{ye} kut normale u odnosu na horizontalu za promjer d_{ye} a računa se prema [9]:

$$\cos(\alpha_{ye}) = \frac{d_e}{d_{ye}} \cdot \cos(\alpha) = \frac{132}{133} \cdot \cos(20^\circ) = 0,9326 \rightarrow \alpha_{ye} = 21,1519^\circ . \quad (47)$$

Evolventne funkcije očitavaju se iz tablice u [9] koristeći linearnu interpolaciju i iznose:

- $\text{ev}(\alpha) = \text{ev}(20^\circ) = 0,014904$,
- $\text{ev}(\alpha_{ye}) = \text{ev}(21,1519^\circ) = 0,017743$.

Debljina zuba na diobenoj kružnici iznosi ($x_e = 0$ obzirom da nema pomaka profila) [9]:

$$s_e = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_e \cdot \tan(\alpha) \right) = 0,5 \cdot \frac{\pi}{2} = 0,7854 \text{ mm} . \quad (48)$$

Sada je napokon moguće izračunati i debljinu zuba na tjemenu:

$$s_{ye} = 133 \cdot \left(\frac{0,7854}{132} + 0,014904 - 0,017743 \right) = 0,4137 \text{ mm}.$$

3.4.2. Parametri ozubljenja krutog zupčanika

Računanje diobenog promjera krutog zupčanika analogno je računanju kod elastičnog zupčanika:

$$d_k = m \cdot z_k = 0,5 \cdot 266 = 133 \text{ mm}. \quad (49)$$

Tjemeni se promjer ovdje dobije oduzimanjem dvostruke tjemene visine zuba od diobenog promjera s time da je potrebno uzeti u obzir i pomak profila [9] koji se u ovu formulu uvrštava kao apsolutna vrijednost:

$$d_{ak} = d_k - 2 \cdot m + 2 \cdot x_t \cdot m = 133 - 2 \cdot 0,5 + 2 \cdot 0,8 \cdot 0,5 = 132,8 \text{ mm}, \quad (50)$$

dok podnožni promjer iznosi:

$$d_{fk} = d_k + 2 \cdot 1,25 \cdot m + 2 \cdot x_t \cdot m = 133 + 2 \cdot 1,25 \cdot 0,5 + 2 \cdot 0,8 \cdot 0,5 = 135,05 \text{ mm} \quad (51)$$

Pri računanju debljine zuba na tjemenu potrebno je promijeniti predznake ispred evolventnih funkcija:

$$s_{yk} = d_{yk} \cdot \left(\frac{s_k}{d_k} - \text{ev}(\alpha) + \text{ev}(\alpha_{yk}) \right), \quad (52)$$

gdje je kut normale u odnosu na horizontalu za promjer d_{yk} :

$$\cos(\alpha_{yk}) = \frac{d_k}{d_{yk}} \cdot \cos(\alpha) = \frac{133}{132,8} \cdot \cos(20^\circ) = 0,9411 \rightarrow \alpha_{yk} = 19,7616^\circ. \quad (53)$$

Evolventne funkcije iznose:

- $\text{ev}(\alpha) = \text{ev}(20^\circ) = 0,014904$,
- $\text{ev}(\alpha_{yk}) = \text{ev}(19,7616^\circ) = 0,014359$.

Debljina zuba na diobenoj kružnici iznosi:

$$s_k = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 2 \cdot x_k \cdot \tan(\alpha) \right) = 0,5 \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 2 \cdot 0,8 \cdot \tan(20^\circ) \right) = 0,4942 \text{ mm}. \quad (54)$$

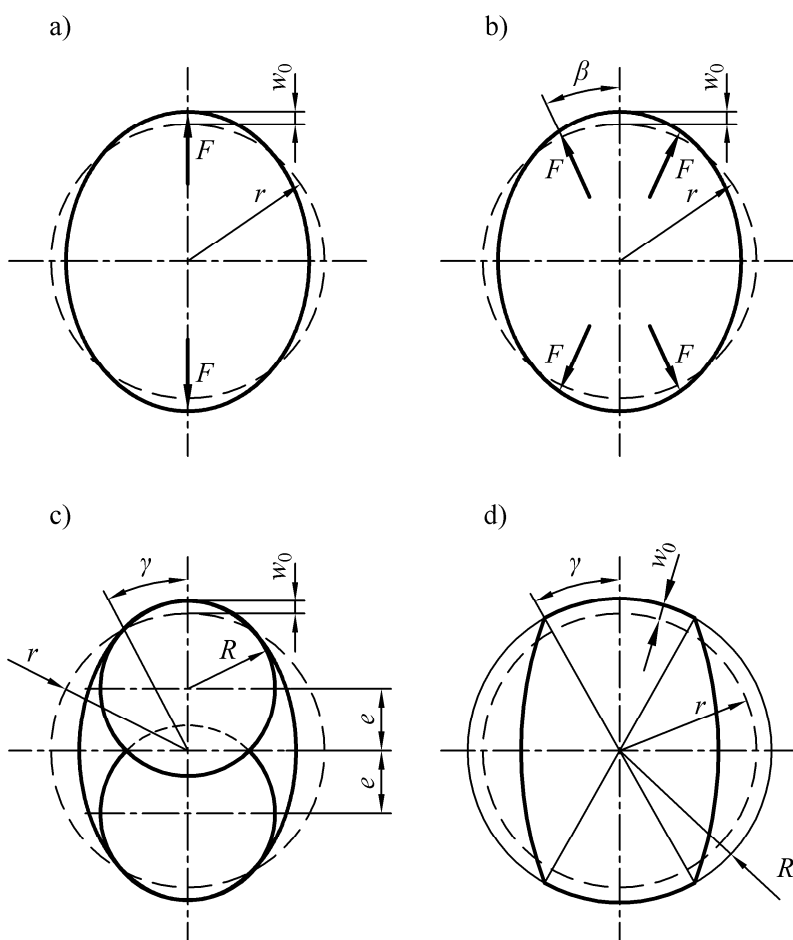
Sada je napokon moguće izračunati i debljinu zuba na tjemenu:

$$s_{yk} = 132,8 \cdot \left(\frac{0,4942}{133} - 0,014904 - 0,014359 \right) = 0,4211 \text{ mm}.$$

3.5. Grafički prikaz gibanja zuba neopterećenog prijenosnika

Elastični zupčanik se nakon stavljanja na deformator deformira u određeni oblik koji ovisi o vrsti deformatora. Tako se razlikuje [2]:

- oblik deformiranja po prstenu opterećenog s dvije sile,
- oblik deformiranja po prstenu opterećenog s četiri sile,
- oblik deformiranja po kružnom luku i
- oblik deformiranja po luku krutog zupčanika,
- oblik deformiranja po zakonu harmonične funkcije $\cos 2(\varphi)$.



Slika 13. Oblici deformiranja elastičnog zupčanika [2]

Oblik a) postiže se deformatorom s dva kotača, oblik b) deformatorom s četiri kotača, oblik c) deformatorom s diskovima dok je oblik d) poseban oblik deformacije (prijenosnik s takvim oblikom deformacije patentirali su Musser i Karlson 1958.) koji se postiže na način da se elastični zupčanik deformira po luku radijusa R koji je jednak diobenom radijusu krutog zupčanika. Oblik deformiranja po zakonu harmonične funkcije $\cos 2(\varphi)$ moguće je ostvariti korištenjem deformatora s ekscentrom.

U ovom slučaju radi se o deformatoru s dva kotača tako da će se razmatrati slučaj pod a).

3.5.1. Oblik deformiranja po prstenu opterećenog s dvije sile

Prvo je potrebno izračunati veličinu radijalnog deformiranja (amplitudu harmonične deformacije). Do toga se dolazi množenjem brojnika i nazivnika jednadžbe (20) s modulom i uzimanjem u obzir jednadžbe (1) koja približno vrijedi za diobene promjere elastičnog i krutog zupčanika:

$$w_0 = \frac{m \cdot (z_k - z_e)}{2} = \frac{m \cdot K_z \cdot U}{2} = m = 0,5 \text{ mm}. \quad (55)$$

Vidljivo je da je za dvovalni valni prijenosnik i faktor razlike broja zubi $K_z=1$ amplituda deformacije upravo jednaka modulu. U tome se slučaju diobene kružnice dodiruju na većoj osi generatora dok se zubi elastičnog zupčanika zahvaćaju sa zubima krutog zupčanika po cijeloj visini zahvata.

U slučaju kada je amplituda deformacije manja od modula diobene se kružnice ne dotiču. Djelovanje tarnog prijenosnika u tom slučaju nije moguće dok se kod ozubljenog prijenosnika smanji dubina zahvata i dolazi do nastanka bočne zračnosti prilikom ulaska u zahvat.

U slučaju da je pak amplituda deformacije veća od modula dolazi do preklapanja vrhova zuba elastičnog i krutog zupčanika (interferenca).

Jednadžbe koje opisuju oblik deformiranja prstena opterećenog s dvije sile jesu [2]:

- radijalni pomaci:

$$w = \frac{w_0}{\frac{\pi}{2} - \frac{4}{\pi}} \cdot \left(\sin(\varphi) + \left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right) \cdot \cos(\varphi) - \frac{4}{\pi} \right), \quad (56)$$

- obodni pomaci:

$$v = -\frac{w_0}{\frac{\pi}{2} - \frac{4}{\pi}} \cdot \left(\left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right) \cdot \sin(\varphi) - 2 \cdot \cos(\varphi) - \left(\frac{4}{\pi} \right) \cdot \varphi + 2 \right), \quad (57)$$

- kut zakreta normale na srednju plohu:

$$\theta = \frac{w_0}{r \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \frac{4}{\pi} \right)} \cdot \left(2 \cdot \cos(\varphi) + \frac{4}{\pi} \cdot \varphi - 2 \right). \quad (58)$$

Kut φ je u iznosu od 0 do 2π ali je za crtanje gibanja profila zuba dovoljno računati samo do $\pi/2$. Prilikom računanja pomaka kut će biti mijenjan u iznosima od 10° ali počevši od 90° a ne

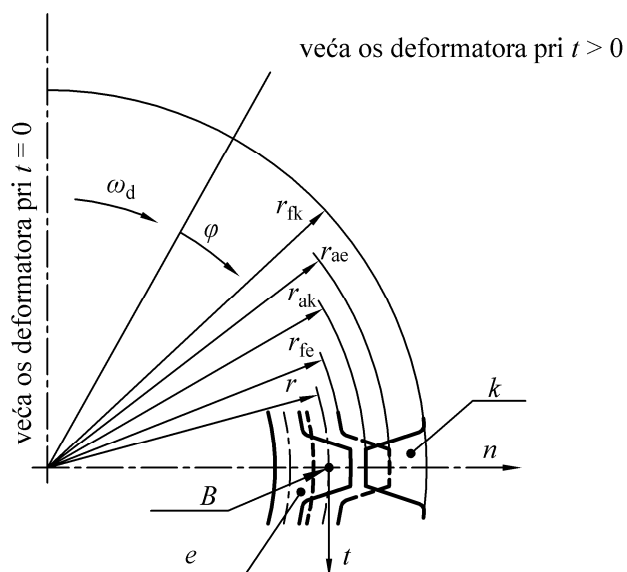
od 0° zato što će se crtati gibanje zuba elastičnog zupčanika iz točke B (v. sliku 5) u točku A (puni zahvat zuba).

Tablica 1. Radijalni i obodni pomaci te kut zakreta normale elastičnog zupčanika stavljenog na deformator

$\varphi, ^\circ$	$w, \text{ mm}$	$v, \text{ mm}$	$\theta, \text{ rad}$
90	-0,4591	0	0
80	-0,4338	-0,0786	0,0033
70	-0,3598	-0,1486	0,0063
60	-0,2443	-0,2018	0,0088
50	-0,0982	-0,2321	0,0105
40	0,0640	-0,2352	0,0111
30	0,2246	-0,2098	0,0106
20	0,3643	-0,1580	0,0086
10	0,4629	-0,0850	0,0081
0	0,5000	0	0

3.5.2. Računanje položaja zuba prilikom okretanja deformatora

Uzima se da je zub krutog zupčanika (k) nepomičan dok se položaj zuba elastičnog zupčanika (e) mijenja prilikom okretanja generatora.



Slika 14. Položaj zuba elastičnog i krutog zupčanika [2]

Kod valnih prijenosnika s tankim krutim zupčanikom i kućištem male debljine bilo bi potrebno uzeti u obzir radijalne (w_t) i obodne (v_t) pomake zuba krutog zupčanika. Kod većine prijenosnika su ti pomaci zanemarivo mali tako da neće biti uzeti u obzir.

Trenutni kut veće osi deformatora u odnosu na zub elastičnog zupčanika može se izračunati (u trenutku $t > 0$) prema:

$$\varphi = \frac{\pi}{2} - \omega_d \cdot t, \quad (59)$$

dok se kut relativnog zakreta elastičnog i krutog zupčanika pri jednom okretu deformatora računa prema [2]:

$$\varphi_t = \omega_d \cdot \frac{t}{i_{dk}^e} = \frac{\left(\frac{\pi}{2} - \varphi\right)}{i_{dk}^e}. \quad (60)$$

Prilikom računanja točaka potrebnih za crtanje gibanja zuba elastičnog zupčanika kut φ_t će biti mijenjan po 10° u intervalu od 90° do 0° .

Koordinate zuba elastičnog zupčanika na osi n jesu [2]:

$$w_{ae} = (r_{ae} + w) \cdot \cos(\varphi_t) - r - w_k, \quad (61)$$

$$w_{fe} = (r_{fe} + w) \cdot \cos(\varphi_t) - r - w_k, \quad (62)$$

dok se koordinate na osi t računaju prema [2]:

$$v_{ae} = v + (r_{ae} - r) \cdot \theta - (r_{ae} + w) \cdot \varphi_t - v_k \quad (63)$$

$$v_{fe} = v + (r_{fe} - r) \cdot \theta - (r_{fe} + w) \cdot \varphi_t - v_k. \quad (64)$$

Dovoljno je računati položaje samo za tjemeni promjer obzirom da je visina zuba poznata (za standardni alat je određena samim modulom).

Radijus r je radijus srednje ravnine ljske elastičnog zupčanika i iznosi:

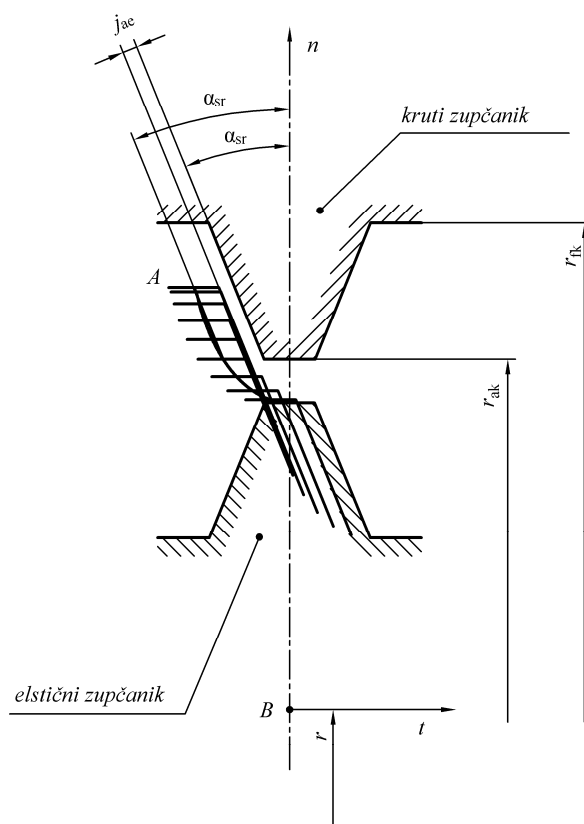
$$r = \frac{d_n + s_3}{2} = \frac{125 + 2}{2} = 63,5 \text{ mm}. \quad (65)$$

Kao što je naznačeno na slici 14 na tom se radijusu nalazi ishodište koordinatnog sustava u odnosu na kojeg se računaju radijalni i obodni pomaci.

Tablica 2. Radijalni i obodni pomaci zuba elastičnog zupčanika prilikom okreta generatora od 90° do 0°

$\varphi, ^\circ$	$w, \text{ mm}$	$v, \text{ mm}$
90	2,5409	0
80	2,5662	-0,1554
70	2,6399	-0,3032
60	2,7551	-0,4362
50	2,9008	-0,5491
40	3,0625	-0,6385
30	3,2225	-0,7036
20	3,3615	-0,7465
10	3,4592	-0,7728
0	3,4953	-0,7913

Putanja zuba elastičnog zupčanika prikazana je na sljedećoj slici.



Slika 15. Putanja profila zuba elastičnog zupčanika

Iz crteža se očitava:

- srednji kut profila: $\alpha_{sr}=22,14^\circ$ i
- zračnost između zubi prilikom ulaska u zahvat: $j_{ae}=0,1213$ mm.

Kut pri kojemu počinje zahvat iznosi $\varphi_a \approx 50^\circ$.

3.6. Provjera zračnosti prilikom ulaska zubi u zahvat

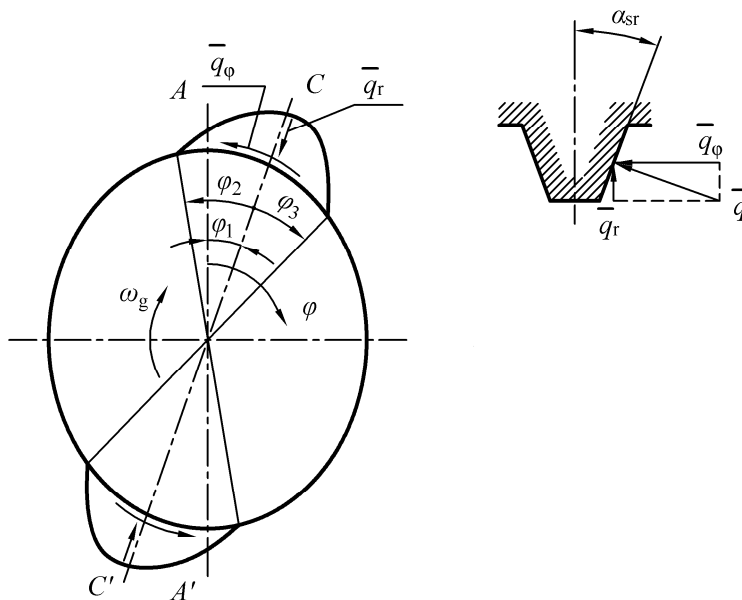
Najmanja bočna zračnost između zuba elastičnog i krutog zupčanika prilikom ulaska u zahvat treba iznositi [2]:

$$j_{ae} \geq (0,10 \dots 0,13) \cdot K_z \cdot m = 0,12 \cdot 1 \cdot 0,5 = 0,06 \text{ mm}, \quad (66)$$

tako da izmjerena zračnost $j_{ae}=0,1213$ mm zadovoljava traženi uvjet.

3.7. Proračun opterećenja deformatora

Pod utjecajem sila na ozubljenju i reakcija ostalih elemenata prijenosnika elastični zupčanik zauzima određene oblike [2]. Opterećenje zuba ovisi o veličini područja zahvata re rasporedu opterećenja u tom području. Raspored opterećenja pak ovisi o parametrima zahvata, zračnosti između elastičnog zupčanika i deformatora, krutosti elemenata prijenosnika, točnosti izrade i slično.



Slika 16. Opterećenje zuba elastičnog zupčanika [2]

Područje opterećenja zuba određeno je kutovima φ_2 i φ_3 koji se mjere od položaja najvećeg opterećenja na zub elastičnog zupčanika kojeg određuje kut φ_1 mjereno od veće osi deformatora. Obzirom da ne postoji analitičko rješenje rasporeda opterećenja na zube, shema opterećenja se aproksimira kao na slici 16.

Poseban slučaj opterećenja je kada vrijedi $\varphi_2=\varphi_3$ što omogućava rješavanje problema relativno jednostavnim jednadžbama. Eksperimentima je utvrđeno da za prijenosnike s najraširenijim vrijednostima $w_0=(1\ldots 1,2)\cdot m$ vrijedi $\varphi_2=\pi/8$ i $\varphi_1=-\pi/12$ [2].

Opterećenje ozubljenja elastičnog zupčanika na području omeđenog kutovima φ_2 opisuju jednadžbe [2]:

$$\bar{q}_\varphi = \bar{q}_{\varphi\max} \cdot \cos\left(\pi \cdot \frac{\varphi - \varphi_1}{2\varphi_2}\right) \quad (67)$$

$$\bar{q}_r = \bar{q}_{\varphi\max} \cdot \tan(\alpha_{sr}) \cdot \cos\left(\pi \cdot \frac{\varphi - \varphi_1}{2\varphi_2}\right). \quad (68)$$

Jednadžbe (67) i (68) vrijede za područje kuta $\varphi \in \langle \varphi_1 - \varphi_2, \varphi_1 + \varphi_2 \rangle$.

Ukupno obodno opterećenje raspodijeljeno po obodu i širini zuba određuje se iz uvjeta da ono treba biti jednako okretnom momentu opterećenja prijenosnika T_2 iz čega slijedi [2]:

$$\bar{q}_{\varphi\max} = \frac{\pi \cdot T_2}{2\varphi_2 \cdot d_e^2 \cdot b_d} = \frac{\pi \cdot 200000}{2 \cdot \frac{\pi}{8} \cdot 132^2 \cdot 22,5} = 2,0406 \text{ N/mm}^2. \quad (69)$$

Sile koje djeluju u ozubljenju (a kojima se uzima u obzir utjecaj krutog zupčanika) opisuju jednadžbe (67) i (68) dok još ostaje odrediti utjecaj momenta opterećenja prijenosnika i deformatora.

Radijalno opterećenje \bar{q}_r je u ravnoteži s jednako usmjerenom reakcijom deformatora dok moment obodnog opterećenja \bar{q}_φ uravnotežuje okretni moment izlaznog vratila T_2 .

Djelovanje obodnog opterećenja \bar{q}_φ ekvivalentno je djelovanju nekog radijalnog opterećenja pri uvjetu [2]:

$$\bar{q}_\varphi = \frac{d\bar{q}_{r\varphi}}{d\varphi} \Rightarrow \bar{q}_{r\varphi} = \int \bar{q}_\varphi \cdot d\varphi. \quad (70)$$

Opterećenje \bar{q}_φ (računata prema jednadžbi (67)) može se zapisati i u obliku reda koji vrijedi za cijelo područje kuta φ (od 0 do 2π) [2]:

$$\bar{q}_\varphi = \bar{q}_{\varphi 0} + \sum_{2,4,6,\dots} \bar{q}_{\varphi k} \cdot \cos k(\varphi - \varphi_1), \quad (71)$$

gdje je:

$$\bar{q}_{\varphi 0} = \frac{4\varphi_2}{\pi^2} \cdot \bar{q}_{\varphi\max} \quad (72)$$

$$\bar{q}_{\varphi k} = \frac{8\varphi_2 \cdot \bar{q}_{\varphi\max} \cdot \cos k(\varphi_2)}{\pi^2 - 4k^2 \cdot \varphi_2^2}. \quad (73)$$

Obzirom da je konstanta \bar{q}_{φ_0} određena okretnim momentom T_2 i s njime u ravnoteži na promjenu oblika elastičnog zupčanika utječe drugi dio jednadžbe (71) za kojega se koristeći jednadžbu (70) određuje ekvivalentno radijalno opterećenje [2]:

$$\bar{q}_{\text{r}\varphi} = \int \sum_{2,4,6\dots} \bar{q}_{\varphi k} \cdot \cos k(\varphi - \varphi_1) \cdot d\varphi = \sum_{2,4,6\dots} \frac{\bar{q}_{\varphi k}}{k} \cdot \sin k(\varphi - \varphi_1) + C, \quad (74)$$

koje je pak u ravnoteži s radijalnom reakcijom generatora.

Za računanje integracijske konstante potrebno je uzeti u obzir da su unutarnja površina elastičnog zupčanika i deformator u dodiru zbog čega vrijedi $\bar{q}_{\text{r}\varphi} \geq 0$ što govori o tome da je deformator opterećen tlačnim silama. Koristeći taj uvjet slijedi [2]:

$$C = \sum_{2,4,6\dots} \frac{\bar{q}_{\varphi k}}{k} \cdot \sin k(\vartheta - \varphi_1), \quad (75)$$

gdje je ϑ kut pri kojemu funkcija $\sum_{2,4,6\dots} \frac{\bar{q}_{\varphi k}}{k} \cdot \sin k(\varphi - \varphi_1)$ ima minimum.

Računanje kuta ϑ može se napraviti koristeći numeričke metode ili pak grafičkom metodom. Ipak, promatranjem jednadžbe (73) a za jedinično opterećenje $\bar{q}_{\varphi\text{max}} = 1 \text{ N/mm}^2$ vidljivo je da je za različite ulazne proračunske podatke kut ϑ isti i da iznosi -20° za što slijedi iznos konstante integracije $C=0,19 \text{ N/mm}^2$.

Koristeći jedinično opterećenje $\bar{q}_{\varphi\text{max}} = 1 \text{ N/mm}^2$ moguće je izračunati faktor ekvivalentnog radijalnog opterećenja i faktor radijalnog opterećenja deformatora. Faktor radijalnog opterećenja se računa [2]:

$$\bar{q}_{\text{lr}} = \bar{q}_{\varphi\text{max}} \cdot \tan(\alpha_{\text{sr}}) \cdot \cos\left(\pi \cdot \frac{\varphi - \varphi_1}{2\varphi_2}\right), \quad (76)$$

dok se faktor ekvivalentnog radijalnog opterećenja računa prema [2]:

- na dijelu $(-\vartheta + \varphi_1) \leq \varphi \leq (\vartheta + \varphi_1)$:

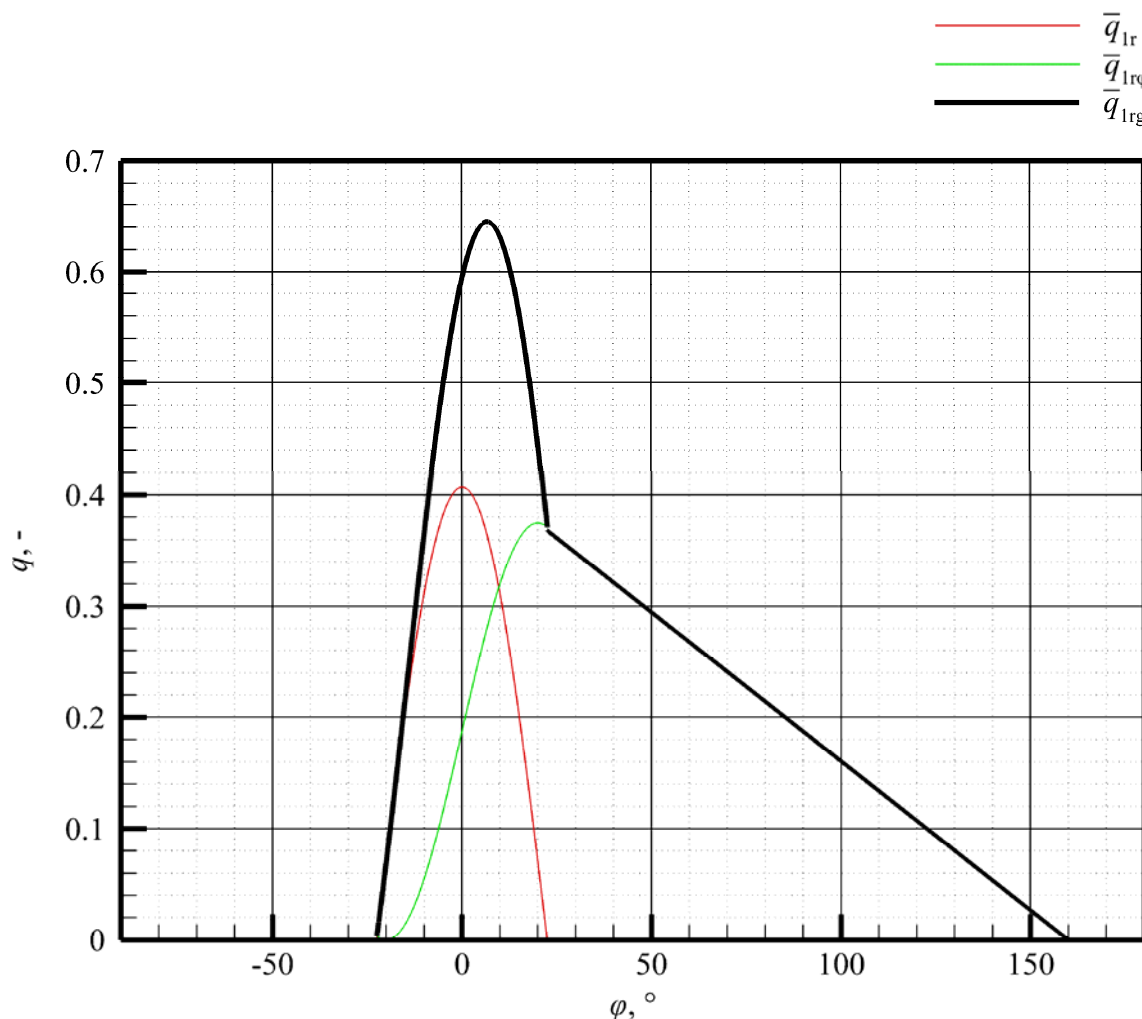
$$\bar{q}_{\text{lr}\varphi} = 0,1875 \cdot \left[1 + \sin 4,5(\varphi - \varphi_1)\right], \quad (77)$$

- na dijelu $(\vartheta + \varphi_1) \leq \varphi \leq (\pi - \vartheta + \varphi_1)$:

$$\bar{q}_{\text{lr}\varphi} = 0,375 \cdot \left[1 - \frac{\varphi - (\vartheta + \varphi_1)}{140}\right]. \quad (78)$$

Nakon računanja navedenih faktora za različite kutove φ moguće je nacrtati dijagrame promjene njihovih vrijednosti u ovisnosti o kutu φ . Za kutove $180^\circ \leq \varphi \leq 360^\circ$ krivulje faktora $\bar{q}_{\text{lr}\varphi}$ i $\bar{q}_{\text{lr}\varphi}$ se periodički ponavljaju [2].

Radi laganijeg crtanja dijagrama moguće je uzeti da je kut $\varphi_1=0$. Mijenjanjem kuta φ_1 dolazi do pomicanja krivulja na dijagramu prikazanom na slici 17 dok je za kut $\varphi_2 \neq \pi/8$ potrebno nacrtati nove dijagrame.



Slika 17. Dijagram promjene faktora radijalnog opterećenja deformatora

Zbrajanjem dvije krivulje \bar{q}_{1r} i $\bar{q}_{1r\varphi}$ (dobivene korištenjem jednadžbi (76), (77) i (78)) dobiva se krivulja promjene faktora ukupnog radijalnog opterećenja deformatora \bar{q}_{1rg} .

Iz dijagrama je moguće očitati da je najveća vrijednost faktora ukupnog radijalnog opterećenja deformatora $\bar{q}_{1rg} = 0,6448$.

Sada je napokon moguće izračunati opterećenje deformatora \bar{q}_{rd} množenjem najveće vrijednosti faktora ukupnog radijalnog opterećenja \bar{q}_{1rg} i djelujućeg ukupnog obodnog opterećenja $\bar{q}_{\varphi\max}$:

$$\bar{q}_{rd} = \bar{q}_{1rg} \cdot \bar{q}_{\varphi\max} = 0,6448 \cdot 2,0406 = 1,3158 \text{ N/mm}^2. \quad (79)$$

Opterećenje deformatora raspodijeljeno samo po obodu diobene kružnice elastičnog zupčanika iznosi dobiva se množenjem opterećenja deformatora i širine zuba elastičnog zupčanika:

$$q_{rd} = \bar{q}_{rd} \cdot b_d = 1,3158 \cdot 22,5 = 29,6051 \text{ N/mm} . \quad (80)$$

Koncentrirano opterećenje deformatora se računa prema:

$$F_{rd} = q_{rd} \cdot \hat{l}_F , \quad (81)$$

gdje je \hat{l}_F duljina područja na kojemu djeluje raspodijeljeno opterećenje generatora prema slici Slika 16 a koje se računa prema:

$$\hat{l}_F = r_e \cdot 2\varphi_2 = 66 \cdot 2 \cdot \frac{\pi}{8} = 51,8363 \text{ mm} . \quad (82)$$

Uvrštavanjem u jednadžbu (81) slijedi iznos koncentriranog opterećenja deformatora:

$$F_{rd} = 29,6051 \cdot 51,8363 = 1534,6210 \text{ N} .$$

3.8. Proračun radijalne deformacije ležaja kotača deformatora

Za proračun radijalne deformacije ležaja potrebno je poznavati mjere valjnih tijela ležaja. Cjelokupni proračun ležaja bit će napravljen nakon provjere naprezanja elastičnog zupčanika a unaprijed se odabire dvoredni kuglični ležaj oznake 4200-B-TVH sljedećih podataka [10]:

- promjer unutarnjeg prstena: $d=10 \text{ mm}$,
- promjer vanjskog prstena: $D=30 \text{ mm}$,
- širina ležaja: $B=14 \text{ mm}$,
- dinamička nosivost: $C=9150 \text{ N}$.

Podaci o valjnim tijelima su (prema [11] i [12]):

- promjer valjnih tijela: $d_w=5,56 \text{ mm}$,
- broj valjnih tijela: $Z=14$.

Prije računanja deformacije potrebno je izračunati najveću silu na valjnom tijelu:

$$F_0 = k_0 \cdot \frac{P}{Z} , \quad (83)$$

gdje je k_0 faktor proporcionalnosti koji za ležajeve s teorijskim dodirom u točki iznosi $k_0=5$. Opterećenje P jednako je sili koncentriranog opterećenja deformatora F_{rd} .

Nakon uvrštavanja slijedi:

$$F_0 = 5 \cdot \frac{1534,6210}{14} = 548,0789 \text{ N} . \quad (84)$$

Za kuglične ležajeve s dubokim stazama koji su podvrgnuti radijalnom opterećenju radijalna se deformacija računa prema [14]:

$$\delta_r = 4,36 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{F_{\max}^{2/3}}{d_w^{1/3} \cdot \cos(\alpha)}, \quad (85)$$

gdje je sila F_{\max} jednaka sili F_0 a kut dodira valjnih tijela α je jednak 0° .

Nakon uvrštavanja radijalna deformacija ležaja iznosi:

$$\delta_r = 4,36 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{548,0789^{2/3}}{5,56^{1/3} \cdot \cos(0^\circ)} = 0,0165 \text{ mm}. \quad (86)$$

3.9. Kontrola statičke čvrstoće elastičnog zupčanika

Kontrola se radi usporedbom iznosa ekvivalentnog naprezanja u elastičnom zupčaniku i dopuštenog naprezanja odnosno [2]:

$$\sigma_{\text{ekv}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_{\text{v,dop}}, \quad (87)$$

gdje je σ ukupno normalno naprezanje na vanjskoj površini elastičnog zupčanika a τ torzijsko naprezanje.

3.9.1. Ukupno normalno naprezanje

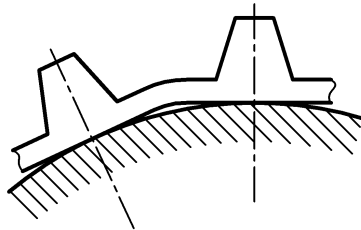
Ukupno normalno naprezanje na vanjskoj površini elastičnog zupčanika s uzimanjem u obzir utjecaja zuba računa se prema [2]:

$$\sigma = Y_z \cdot \sigma_\varphi + Y_z \cdot \sigma_K + \sigma_n + \sigma_{\text{zub}}, \quad (88)$$

gdje je Y_z faktor utjecaja zuba, σ_φ savojno naprezanje računano za $\varphi=0^\circ$, σ_K naprezanje uslijed diskretnog namještanja kuglica u elastičnom ležaju (potrebno ga je računati samo u slučaju kada elastični ležaj postoji odnosno kad se koristi deformator s ekscentrom), σ_n cirkularno naprezanje te σ_{zub} najveće savojno naprezanje u korijenu zuba elastičnog zupčanika.

3.9.1.1. Proračun faktora utjecaja zuba

Neravnomjerna krutost zubnog vijenca najbolje se može uočiti ako se promatra njegovo nalijeganje na neku cilindričnu površinu. Uslijed utjecaja visine zuba dolazi do nepravilnog nalijeganja elastičnog zupčanika koji cilindričnu površinu opisuje kao površinu mnogokutnika. To ponajviše dolazi do izražaja kod deformatora s diskovima i ekscentrom.



Slika 18. Nalijeganje zubnog vijenca na cilindar [2]

Faktor utjecaja zuba se računa prema [2]:

$$Y_z = \frac{1}{1 - K_s \cdot \left[1 - \left(\frac{s_1}{s_{2ekv}} \right)^3 \right]}, \quad (89)$$

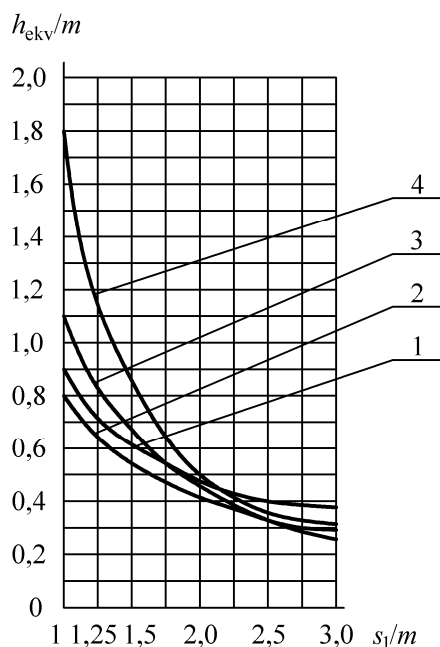
gdje je s_{2ekv} ekvivalentna debljina zubnog vijenca koja se računa prema [2]:

$$s_{2ekv} = s_1 + h_{ekv}, \quad (90)$$

a K_s omjer debljine zuba elastičnog zupčanika u korijenu i koraka na podnožnoj kružnici:

$$K_s = \frac{s_f}{t_n}. \quad (91)$$

Najprije je potrebno odrediti ekvivalentnu visinu zuba koja se, svedena na jedinicu modula ozubljenja, očitava iz dijagrama na slici 19 u ovisnosti o debljini korijena vijenca elastičnog zupčanika također svedenu na jedinicu modula.



Slika 19. Dijagram ovisnosti ekvivalentne visine zuba o debljini korijena zubnog vijenca

Linije vrijede za različita ozubljenja i to za 1 – evolventno ozubljenje s visinom zuba $h=2m$, 2 – evolventno ozubljenje visine zuba $h=1,2m$, 3- evolventno ozubljenje sa širokom uzubinom i

visinom zuba $h=1,2m$ i 4 – evolventno ozubljenje sa širokom uzubinom izrađenom odstranjivanjem svakog drugog zuba i visine zuba $h=2m$.

Omjer debljine korijena vijenca i modula iznosi:

$$\frac{s_l}{m} = \frac{2,875}{0,5} = 5,75, \quad (92)$$

te se korištenjem dijagrama na slici 19 za liniju 1 očitava:

$$\frac{h_{ekv}}{m} \approx 0,38 \rightarrow h_{ekv} = 0,38 \cdot m = 0,38 \cdot 0,5 = 0,19 \text{ mm}. \quad (93)$$

Debljina zuba na podnožnom promjeru iznosi:

$$s_{fe} = d_{fe} \cdot \left(\frac{s_e}{d_e} + \text{ev}(\alpha) - \text{ev}(\alpha_{ye}) \right), \quad (94)$$

gdje je kut normale u odnosu na horizontalu za promjer d_{fe} :

$$\cos(\alpha_{ye}) = \frac{d_e}{d_{fe}} \cdot \cos(\alpha) = \frac{132}{130,75} \cdot \cos(20^\circ) = 0,9487 \rightarrow \alpha_{fe} = 18,4362^\circ. \quad (95)$$

Evolventna funkcija za kut α_{fe} iznosi $\text{ev}(18,4362^\circ)=0,011558$.

Slijedi debljina zuba:

$$s_{fe} = 130,75 \cdot \left(\frac{0,7854}{132} + 0,014904 - 0,011558 \right) = 1,2155 \text{ mm}.$$

Korak na podnožnoj kružnici iznosi:

$$t_n = \frac{\pi \cdot d_{fe}}{z_e} = \frac{\pi \cdot 130,75}{264} = 1,5559 \text{ mm}, \quad (96)$$

dok omjer debljine zuba elastičnog zupčanika u korijenu i koraka na podnožnoj kružnici iznosi:

$$K_s = \frac{1,2155}{1,5559} = 0,7812.$$

Slijedi i ekvivalentna debljina zubnog vijenca:

$$s_{2ekv} = 2,875 + 0,19 = 3,0650 \text{ mm},$$

te je napokon moguće izračunati i faktor utjecaja zuba:

$$Y_z = \frac{1}{1 - 0,7812 \cdot \left[1 - \left(\frac{2,875}{3,0650} \right)^3 \right]} = 1,1580 \approx 1,16.$$

3.9.1.2. Proračun nominalne amplitude harmoničnog deformiranja

Prilikom određivanja amplitude deformacije (jednadžba (55)) nije bio uzet u obzir utjecaj debljine elastičnog zupčanika kao niti opterećenja prijenosnika.

Nominalna amplituda deformiranja (koja uzima u prethodno navedene izostavljene utjecaje kod određivanja w_0) računa se prema [2]:

$$w_{NO} = \frac{r_{ae} + 0,5 \cdot (\delta + \delta_r) \cdot (i_{dk}^e - 1) + i_{dk}^e \cdot (B + 0,5 \cdot \delta) \cdot (r_{ae} - r) / r}{i_{dk}^e \cdot \left(4 - 3 \cdot \frac{r_{ae}}{r}\right) - 1} \quad (97)$$

Pomoćna veličina B iznosi [2]:

$$B = 0,375 \cdot \frac{T_2}{E \cdot b_d \cdot s_1} = 0,375 \cdot \frac{200000}{210000 \cdot 22,5 \cdot 2,875} = 0,0055 \text{ mm} \quad (98)$$

Tjemeni radijus elastičnog zupčanika iznosi:

$$r_{ae} = \frac{d_{ae}}{2} = \frac{133}{2} = 66,5 \text{ mm} \quad (99)$$

Prijenosni omjer pri zakočenom elastičnom zupčaniku [2]:

$$i_{dk}^e = \frac{z_k}{z_k - z_e} = \frac{266}{266 - 264} = 133 \quad (100)$$

Promjer srednje površine iznosi [2]:

$$r = \frac{d_n}{2} + \frac{s_1}{2} = \frac{125}{2} + \frac{2,875}{2} = 63,9375 \text{ mm} \quad (101)$$

Zračnost δ određuje se temeljem najvećih zračnosti u sustavu deformator – elastični zupčanik.

Najveća radijalna zračnost računa se kao [2]:

$$\delta = K \cdot \frac{\delta_1 + \delta_2}{2}, \quad (102)$$

gdje je $K \approx 1,1 \dots 1,3$ faktor koji uzima u obzir povećanje zračnosti uslijed trošenja dijelova deformatora, δ_1 najveća zračnost u ležaju a δ_2 najveća zračnost dosjeda elastičnog zupčanika i deformatora.

Radijalna zračnost u ležaju 4200-B-TVH iznosi $CN=18 \text{ } \mu\text{m}$ za ležajeve s normalnom radijalnom zračnošću (grupa zračnosti CN) tako da se najveća zračnost u ležaju računa prema:

$$\delta_1 = 2 \cdot CN = 2 \cdot 0,018 = 0,036 \text{ mm}, \quad (103)$$

Zračnost δ_2 jednaka je toleranciji unutarnjeg promjera elastičnog zupčanika tako da za tolerancijsko polje H7 i promjer $d_n=125 \text{ mm}$ ona iznosi $0,040 \text{ mm}$.

Slijedi najveća radijalna zračnost:

$$\delta = 1,3 \cdot \frac{0,036 + 0,040}{2} = 0,0494 \text{ mm}.$$

Sada je moguće izračunati nominalnu amplitudu:

$$w_{NO} = \frac{66,5 + 0,5 \cdot (0,0494 + 0,0165) \cdot (133 - 1) + 133 \cdot (0,0055 + 0,5 \cdot 0,0494) \cdot 133 \cdot \left(4 - 3 \cdot \frac{66,5}{63,9375}\right) - 1}{\cdot (66,5 - 63,9375) / 63,9375}$$

$$w_{NO} = 0,6121 \text{ mm},$$

3.9.1.3. Savojno naprezanje

Naprezanje na savijanje elastičnog zupčanika na vanjskoj površini zubnog vijenca računa se pomoću [2]:

$$\sigma_{\varphi} = \frac{E \cdot s_1 \cdot w_{NO}}{r^2} \cdot \left(\frac{\delta}{2w_{NO}} + C_{\sigma} \right), \quad (104)$$

gdje se faktor normalnih naprezanja C_{σ} računa prema [2]:

$$C_{\sigma} = \frac{\frac{2}{\pi} - \sin(\beta) \cdot \cos(\varphi)}{A - \frac{4}{\pi}}, \quad (105)$$

dok pomoćna varijabla A za deformator s dva kotača iznosi [2]:

$$A = \sin(\beta) + \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right) \cdot \cos(\beta) = \sin(0) + \left(\frac{\pi}{2} - 0 \right) \cdot \cos(0) = \frac{\pi}{2}. \quad (106)$$

Faktor normalnih naprezanja iznosi:

$$C_{\sigma} = \frac{\frac{2}{\pi} - \sin(0) \cdot \cos(0)}{\frac{\pi}{2} - \frac{4}{\pi}} = 2,1395.$$

Slijedi i savojno naprezanje:

$$\sigma_{\varphi} = \frac{210000 \cdot 2,872 \cdot 0,6121}{63,9375^2} \cdot \left(\frac{0,0494}{2 \cdot 0,6121} + 2,1395 \right) = 197,0586 \text{ N/mm}^2.$$

3.9.1.4. Cirkularno naprezanje

Reakcija generatora $\bar{q}_{r\varphi}$ uzrokuje rastezanje elastičnog zupčanika.

Faktor ekvivalentnog radijalnog opterećenje za kut $\varphi=0^\circ$ iznosi:

$$\bar{q}_{r\varphi} = 0,1875 \cdot (1 + \sin 4,5(\varphi - \varphi_1)) = 0,1875 \cdot (1 + \sin 4,5(0^\circ - 0^\circ)) = 0,1875. \quad (107)$$

Cirkularno naprezanje iznosi:

$$\sigma_n = K \cdot \frac{\pi \cdot T_2 \cdot \bar{q}_{1r\phi}}{4\varphi_2 \cdot d_e \cdot b_d \cdot s_1} = 1,2 \cdot \frac{\pi \cdot 200000 \cdot 0,1875}{4 \cdot \frac{\pi}{8} \cdot 132 \cdot 22,5 \cdot 2,875} = 10,5402 \text{ N/mm}^2, \quad (108)$$

gdje je $K=1,1 \dots 1,3$ faktor popravka.

3.9.1.5. Najveće savojno naprezanje u korijenu zuba elastičnog zupčanika

Ova vrsta naprezanja uzrokovana je djelovanjem sile na bok zuba elastičnog zupčanika.

Najveći moment koji djeluje na zub se računa prema [2]:

$$M_{\text{zub}} = q_{\phi} \cdot (h + 0,5 \cdot s_1) \cdot \frac{K_s \cdot (1 - 0,5 \cdot K_s) \cdot \left[1 - \left(\frac{s_1}{s_{2ekv}} \right)^3 \right] - 0,5}{K_s \cdot \left[1 - \left(\frac{s_1}{s_{2ekv}} \right)^3 \right] - 1}, \quad (109)$$

gdje obodno opterećenje raspodijeljeno po širini zuba $q_{\phi\max}$ iznosi:

$$q_{\phi\max} = \bar{q}_{\phi\max} \cdot t_n = 2,0406 \cdot 1,5559 = 3,1750 \text{ N/mm}. \quad (110)$$

Uvrštavanjem u (109) slijedi:

$$M_{\text{zub}} = 3,1750 \cdot (1,125 + 0,5 \cdot 2,875) \cdot \frac{0,7812 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,7812) \cdot \left[1 - \left(\frac{2,875}{3,0650} \right)^3 \right] - 0,5}{0,7812 \cdot \left[1 - \left(\frac{2,875}{3,0650} \right)^3 \right] - 1} = 3,9290 \text{ N}$$

Najveće savojno naprezanje u korijenu zuba iznosi:

$$\sigma_{\text{zub}} = 6 \cdot \frac{M_{\text{zub}}}{s_1^2} = 6 \cdot \frac{3,9290}{2,875^2} = 2,8521 \text{ N/mm}^2. \quad (111)$$

3.9.1.6. Proračun ukupnog normalnog naprezanja

Uvrštavanjem svih potrebnih veličina u (88) slijedi iznos ukupnog normalnog naprezanja:

$$\sigma = 1,16 \cdot 197,0586 \cdot 10,5402 + 2,8521 = 241,9803 \text{ N/mm}^2.$$

3.9.2. Torzijsko naprezanje

Uzima se da je naprezanje jednoliko raspodijeljeno po obodu zupčanika pri čemu ono iznosi

$$\tau = \frac{T_2}{2\pi \cdot r^2 \cdot s_1} = \frac{200000}{2\pi \cdot 63,9375^2 \cdot 2,875} = 2,7083 \text{ N/mm}^2. \quad (112)$$

3.9.3. Proračun ekvivalentnog naprezanja i kontrola čvrstoće

Uvrštavanjem iznosa ukupnog normalnog i torzijskog naprezanja u (87) slijedi iznos ekvivalentnog naprezanja:

$$\sigma_{\text{ekv}} = \sqrt{241,9803^2 + 4 \cdot 2,7083^2} = 242,0409 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{\text{v,dop}} = 550 \text{ N/mm}^2$$

Iz usporedbe iznosa ekvivalentnog naprezanja i dopuštenog naprezanja vidljivo je da elastični zupčanika u pogledu statičke čvrstoće zadovoljava.

3.10. Kontrola dinamičke čvrstoće elastičnog zupčanika

Kontrola se radi usporedbom postojećeg i potrebnog faktora sigurnosti [2]:

$$S_d = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq S_{\text{pot,d}} \approx 1,3, \quad (113)$$

gdje je S_σ dinamički faktor sigurnosti za normalna naprezanja [2]:

$$S_\sigma = \frac{R_{\text{Dv}(-1)}}{K_\sigma \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}, \quad (114)$$

a S_τ dinamički faktor sigurnosti za tangencijalna naprezanja [2]:

$$S_\tau = \frac{\tau_d}{K_\tau \cdot \tau_a}, \quad (115)$$

gdje je $K_\sigma=1,6 \dots 2,0$ faktor koncentracije naprezanja u korijenu zuba za normalna naprezanja, $K_\tau=(0,7 \dots 0,8) \cdot K_\sigma$ faktor koncentracije naprezanja u korijenu zuba za tangencijalna naprezanja, $\psi_\sigma=0,15$ faktor utjecaja srednjih naprezanja na zamor materijala elastičnog zupčanika.

Za iznos faktora koncentracije naprezanja u korijenu zuba za normalna naprezanja odabire se $K_\sigma=1,6$ tako da faktor koncentracije za tangencijalna naprezanja iznosi

$$K_\tau = (0,7 \dots 0,8) \cdot K_\sigma = 0,75 \cdot 1,6 = 1,2. \quad (116)$$

U jednadžbi (115) nije uzeto u obzir srednje torzijsko naprezanje obzirom da ono nema značajnijeg utjecaja.

3.10.1. Amplituda normalnih naprezanja

Zajednička amplituda normalnih naprezanja računa se prema [2]:

$$\sigma_a = \sigma_{\varphi a} + \sigma_{K a} + \sigma_{n a} + \sigma_{zuba}, \quad (117)$$

pri čemu se amplituda naprezanja uslijed diskretnog namještanja kuglica u elastičnom ležaju ne računa za deformator s kotačima.

3.10.1.1. Amplituda savojnog naprezanja

Amplituda savojnog naprezanja računa se prema [2]:

$$\sigma_{\varphi a} = Y_z \cdot \frac{\sigma_{\varphi}|_{\varphi=0^\circ} - \sigma_{\varphi}|_{\varphi=90^\circ}}{2}, \quad (118)$$

gdje se iznos savojnog naprezanja za kut $\varphi=90^\circ$ računa prema (104) s time da je prvo potrebno izračunati faktor normalnih naprezanja za novi kut:

$$C_\sigma = \frac{\frac{2}{\pi} - \sin(\beta) \cdot \cos(\varphi)}{A - \frac{4}{\pi}} = \frac{\frac{2}{\pi} - \sin(0^\circ) \cdot \cos(90^\circ)}{A - \frac{4}{\pi}} = -1,2212. \quad (119)$$

Slijedi iznos savojnog naprezanja za kut $\varphi=90^\circ$:

$$\sigma_{\varphi} = \frac{210000 \cdot 2,875 \cdot 0,6121}{63,9375^2} \cdot \left(\frac{0,0494}{2 \cdot 0,6121} + (-1,2212) \right) = -106,7485 \text{ N/mm}^2$$

Amplituda savojnog naprezanja iznosi:

$$\sigma_{\varphi a} = 1,16 \cdot \frac{197,0586 - (-106,7485)}{2} = 176,2081 \text{ N/mm}^2.$$

3.10.1.2. Amplituda cirkularnog naprezanja

Amplituda cirkularnog naprezanja iznosi [2]:

$$\sigma_{na} = \frac{\sigma_n}{2} = \frac{10,5042}{2} = 5,2701 \text{ N/mm}^2. \quad (120)$$

3.10.1.3. Amplituda savojnog naprezanja u korijenu zuba elastičnog zupčanika

Amplituda naprezanja u korijenu zuba iznosi [2]:

$$\sigma_{zuba} = \frac{\sigma_{zub}}{2} = \frac{2,8862}{2} = 1,4431 \text{ N/mm}^2. \quad (121)$$

3.10.1.4. Proračun amplitude normalnih naprezanja

Uvrštavanjem svih potrebnih veličina u (117) slijedi iznos amplitude normalnih naprezanja:

$$\sigma_a = 176,2081 + 5,2701 + 1,4431 = 182,9213 \text{ N/mm}^2.$$

3.10.2. Srednje normalno naprezanje

Srednje normalno naprezanje računa se prema [2]:

$$\sigma_m = \sigma_{\varphi m} + \sigma_{K m} + \sigma_{n m} + \sigma_{zub m}, \quad (122)$$

pri čemu se srednje naprezanje uslijed diskretnog namještanja kuglica u elastičnom ležaju ne računa za deformator s kotačima.

3.10.2.1. Srednje savojno naprezanje

Srednje savojno naprezanje iznosi [2]:

$$\sigma_{\varphi a} = Y_z \cdot \frac{\sigma_{\varphi}|_{\varphi=0^\circ} + \sigma_{\varphi}|_{\varphi=90^\circ}}{2} = 1,16 \cdot \frac{197,0586 + (-106,7485)}{2} = 52,3799 \text{ N/mm}^2 \quad (123)$$

3.10.2.2. Srednje cirkularno naprezanje

Srednje cirkularno naprezanje iznosi isto koliko i njegova amplituda [2]:

$$\sigma_{nm} = \frac{\sigma_n}{2} = \frac{10,5042}{2} = 5,2701 \text{ N/mm}^2. \quad (124)$$

3.10.2.3. Srednje savojno naprezanje u korijenu zuba

Srednje savojno naprezanje u korijenu zuba također iznosi koliko i njegova amplituda [2]:

$$\sigma_{zubm} = \frac{\sigma_{zub}}{2} = \frac{2,8862}{2} = 1,4431 \text{ N/mm}^2. \quad (125)$$

3.10.2.4. Proračun srednjeg normalnog naprezanja

Uvrštavanjem svih potrebnih veličina u (122) slijedi iznos srednjeg normalnog naprezanja.

$$\sigma_m = 52,3799 + 5,2701 + 1,4431 = 59,0931 \text{ N/mm}^2.$$

3.10.3. Amplituda torzijskog naprezanja

Amplituda torzijskog naprezanja iznosi [2]:

$$\tau_a = \frac{\tau}{2} = \frac{2,7083}{2} = 1,3542 \text{ N/mm}^2. \quad (126)$$

3.10.4. Proračun faktora sigurnosti i kontrola dinamičke čvrstoće

Uvrštavanjem u (114) slijedi dinamički faktor sigurnosti za normalna naprezanja:

$$S_\sigma = \frac{410}{1,6 \cdot 182,9213 + 0,15 \cdot 59,0931} = 1,3597.$$

Uvrštavanjem u (115) slijedi dinamički faktor sigurnosti za tangencijalna naprezanja:

$$S_\tau = \frac{300}{1,2 \cdot 1,3542} = 184,6108.$$

Konačno, uvrštavanjem u (113) dolazi se do iznosa dinamičkog faktora sigurnosti:

$$S_d = \frac{1,3597 \cdot 184,6108}{\sqrt{1,3597^2 + 184,6108^2}} = 1,3597 \geq S_{\text{pot},d} \approx 1,3.$$

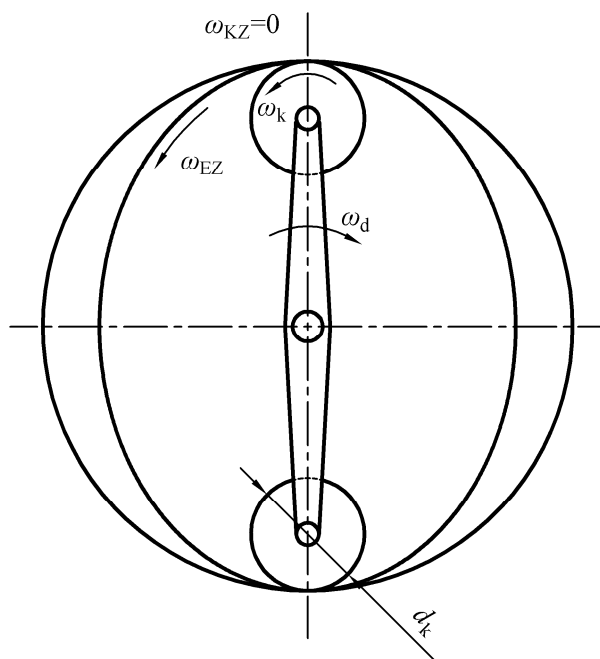
Iz usporedbe iznosa stvarnog i potrebnog dinamičkog faktora sigurnosti vidljivo je da elastični zupčanika u pogledu dinamičke čvrstoće zadovoljava.

3.11. Proračun ležajeva kotača deformatora

Prije samog proračuna dinamičke nosivosti ležajeva potrebno je odrediti njihovu brzinu vrtnje.

3.11.1. Brzina vrtnje ležajeva deformatora

Ležajevi su smješteni na svornjake deformatora koji rotira a vanjski im se prsten nalazi u kotačima koji se svojim obodom valjaju po unutrašnjoj plohi elastičnog zupčanika koji također rotira. To povećava prijeđeni put točaka kotača što dovodi do povećanja njegove brzine vrtnje (koja je ujedno i brzina vrtnje vanjskog prstena ležaja).



Slika 20. Shema deformatora s ležajevima

Pretpostavlja se da je elastični zupčanik nerastezljiv odnosno da je duljina opsega unutarnje površine jednaka prije i poslije stavljanja na deformator. Također se pretpostavlja kotrljanje kotača bez klizanja.

Uzevši navedene pretpostavke u obzir dolazi se do zaključka da put koji prijeđe neka točka na kotaču odgovara duljini opsega unutarnje površine elastičnog zupčanika dok se broj okretaja potreban da taj put prijeđe može izračunati na način da se taj opseg podijeli s opsegom kotača. Promatranjem dobivenog iznosa u jedinici vremena dolazi se do brzine vrtnje ležaja.

Zadana je brzina vrtnje deformatora $n_1 = 100 \text{ min}^{-1} = 1,6667 \text{ s}^{-1}$ a korištenjem prijenosnog omjera dolazi se do brzine vrtnje elastičnog zupčanika:

$$n_{EZ} = \frac{n_d}{i_{de}^k} = \frac{1,6667}{132} = 0,0126 \text{ s}^{-1}. \quad (127)$$

Slijedi i kutna brzina elastičnog zupčanika:

$$\omega_{EZ} = 2\pi \cdot n_{EZ} = 2\pi \cdot 0,0126 = 0,0792 \text{ rad/s.} \quad (128)$$

Opseg unutarnje površine elastičnog zupčanika iznosi:

$$O_{EZ} = d_n \cdot \pi = 125 \cdot \pi = 392,6991 \text{ mm.} \quad (129)$$

Opseg kotača (promjer kotača slijedi iz konstrukcije):

$$O_k = d_k \cdot \pi = 36 \cdot \pi = 113,0973 \text{ mm.} \quad (130)$$

Vrijeme potrebno da se deformator okrene za jedan okretaj iznosi:

$$t_d = \frac{1}{n_d} = \frac{1}{1,6667} = 0,6 \text{ s.} \quad (131)$$

Za to vrijeme prijeđeni kut iznosi:

$$\hat{\alpha}_{EZ} = \omega_{EZ} \cdot t = 0,0792 \cdot 0,6 = 0,0475 \text{ rad.} \quad (132)$$

Slijedi duljina prijeđenog luka elastičnog zupčanika prilikom jednog okretaja deformatora (ovdje se uzima da je oblik elastičnog zupčanika nakon stavljanja na deformator približno kružan):

$$l = r_n \cdot \hat{\alpha}_{EZ} = 62,5 \cdot 0,0475 = 2,9688 \text{ mm.} \quad (133)$$

Ukupni put koji prijeđe točka kotača deformatora iznosi:

$$l_{uk} = O_{EZ} + l = 392,6991 + 2,9688 = 395,6679 \text{ mm.} \quad (134)$$

Broj okreta koje napravi kotač prilikom jednog okreta deformatora:

$$n_{k1} = \frac{l_{uk}}{O_k} = \frac{395,6679}{113,0973} = 3,4985. \quad (135)$$

Obzirom da je promatrani vremenski interval 0,6 s a brzina vrtnje se izražava u 1 s potrebno je izračunati koliko kotač napravi okretaja u 1 s:

$$n_k = \frac{n_{k1}}{t_d} = \frac{3,4985}{0,6} = 5,8308 \text{ s}^{-1}. \quad (136)$$

3.11.2. Potrebna dinamička nosivost

Opterećenje ležaja je jednako koncentriranom opterećenju deformatora i iznosi $F_{rg}=1534,6210 \text{ N}$. Traženi vijek trajanja iznosi $L_{10hmin}=8000 \text{ h}$. Brzina vrtnje ležaja u minutama iznosi $n_k=349,8480 \text{ min}^{-1}$. Obzirom da se radi o valjnom ležaju s kuglicama (koje imaju teorijski dodir u točki) slijedi da je faktor valjnih tijela $\varepsilon=3$. Kako su ležajevi opterećeni

radijalnom silom faktor aksijalnog opterećenja je jednak $Y=0$ dok faktor radijalnog opterećenja iznosi $X=1$.

Ekvivalentno opterećenje ležaja iznosi [10]:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = X \cdot F_{rg} = 1 \cdot 1534,6210 = 1534,6210 \text{ N}. \quad (137)$$

Potrebna dinamička nosivost ležaja iznosi [13]:

$$C_1 = P \cdot \sqrt[6]{\frac{60 \cdot n_k \cdot L_{10hmin}}{10^6}} = 1534,6210 \cdot \sqrt[6]{\frac{60 \cdot 349,8480 \cdot 8000}{10^6}} = 8466,5800 \text{ N}. \quad (138)$$

Odabire se dvoredni kuglični ležaj 4200-B-TVH sljedećih podataka [10]:

- promjer unutarnjeg prstena: $d=10 \text{ mm}$,
- promjer vanjskog prstena: $D=30 \text{ mm}$,
- širina ležaja: $B=14 \text{ mm}$,
- dinamička nosivost: $C=9150 \text{ N}$.

3.12. Proračun vratila

Kako je opterećenje na deformator simetrično i ulazno i izlazno vratilo je opterećeno samo torzijskim opterećenjem. Pretpostavlja se naizmjenično torzijsko opterećenje s laganim udarima. Potrebni faktor sigurnosti iznosi $S_{pot}=1,5$ dok je faktor udara $\varphi=1,1$.

3.12.1. Proračun ulaznog vratila

Obzirom da je zadan okretni moment na izlaznom vratilu potrebno je prvo izračunati okretni moment ulaznog vratila koji je to veći što je iskoristivost prijenosnika manja. Prema [2] iskoristivost valnih prijenosnika je u području od 60% do 90% tako da se uzima najmanja iskoristivost.

Za podatke o prijenosniku $i_{de}^k=132$ i $T_2=200 \text{ Nm}$ slijedi okretni moment na ulaznom vratilu [9]:

$$T_1 = \frac{T_2}{i_{de}^k \cdot \eta} = \frac{200}{132 \cdot 0,6} = 2,5253 \text{ Nm}. \quad (139)$$

Za materijal vratila se odabire opći konstrukcijski čelik S235JRG2 (Č 0361) sljedećih svojstava [7]:

- konvencionalna granica tečenja: $R_{p0,2}=220 - 250 \text{ N/mm}^2$ (odabrano 230 N/mm^2),
- vlačna čvrstoća: $R_m=370 - 450 \text{ N/mm}^2$ (odabrano 400 N/mm^2),
- trajna dinamička čvrstoća pri čistom naizmjeničnom torzijskom opterećenju:

$$R_{Dt(-1)}=100 \text{ N/mm}^2.$$

Dopušteno naprezanje iznosi:

$$\tau_{tdop} = \frac{R_{Dt(-1)}}{S_{pot}} = \frac{100}{1,5} = 66,6667 \text{ N/mm}^2. \quad (140)$$

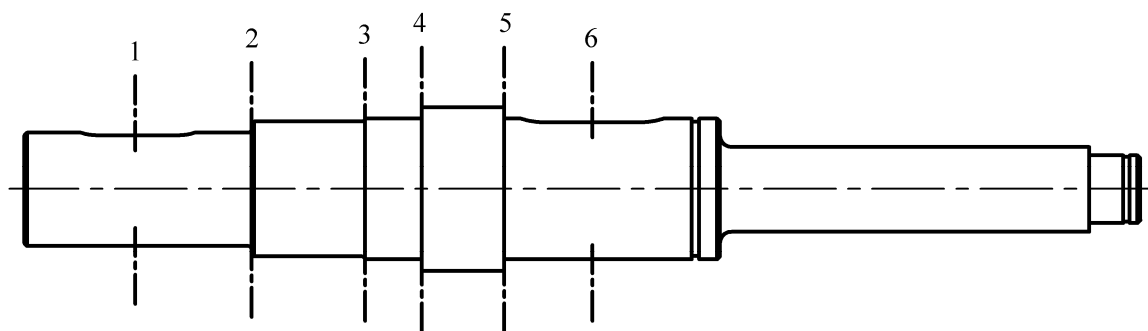
Prethodni promjer vratila iznosi:

$$d = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot T_1}{\tau_{tdop}}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 2,5253 \cdot 10^3}{66,6667}} = 5,7428 \text{ mm}. \quad (141)$$

Da bi zahvat elastičnog i krutog zupčanika bio ispravan svi elementi prijenosnika trebaju biti dovoljno kruti tako da se promjeri vratila odabiru znatno veći od promjera dobivenog proračunom.

3.12.1.1. Kontrolni proračun ulaznog vratila

Mjere vratila slijede iz konstrukcije dok su presjeci u kojima će biti napravljen kontrolni proračun označeni na slici 21. Svi faktori potrebni za proračun očitani su iz [15].



Slika 21. Proračunski presjeci ulaznog vratila

Presjek 1:

- faktor veličine strojnog dijela: $d=20 \text{ mm} \rightarrow b_1=0,95$,
- faktor kvalitete površinske obrade: $R_{max}=10 \mu\text{m} \rightarrow b_2=0,90$,
- faktor zareznog djelovanja kod uvijanja vratila s utorom za pero: $\beta_{kt}=1,90$,
- polarni moment otpora presjeka vratila:

$$W_p = \frac{d^3 \cdot \pi}{16} = \frac{20^3 \cdot \pi}{16} = 1570,7963 \text{ mm}^3, \quad (142)$$

- stvarno naprezanje:

$$\tau_t = \frac{T_1}{W_p} = \frac{2,5253 \cdot 10^3}{1570,7963} = 1,6077 \text{ N/mm}^2, \quad (143)$$

- stvarni faktor sigurnosti:

$$S_{pos} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot R_{Dt(-1)}}{\varphi \cdot \beta_{kt} \cdot \tau_t} = \frac{0,95 \cdot 0,90 \cdot 100}{1,1 \cdot 1,90 \cdot 1,6077} = 25,4457 > S_{pot} = 1,5. \quad (144)$$

Presjek 2:

- faktor veličine strojnog dijela: $d=20 \text{ mm} \rightarrow b_1=0,95$,
- faktor kvalitete površinske obrade: $R_{\max}=10 \text{ }\mu\text{m} \rightarrow b_2=0,90$,
- faktor zareznog djelovanja kod uvijanja za zaobljenje $r=0,5 \text{ mm}$:

$$\frac{D}{d} = \frac{24}{20} = 1,2000 \rightarrow c_2 = 0,81, \quad (145)$$

$$\frac{r}{d} = \frac{0,5}{20} = 0,0250 \rightarrow \beta_{kt1,4} = 1,70, \quad (146)$$

$$\beta_{kt} = 1 + c_2 \cdot (\beta_{kt1,4} - 1) = 1 + 0,81 \cdot (1,70 - 1) = 1,5670, \quad (147)$$

- stvarno naprezanje iznosi $\tau_t=1,6077 \text{ N/mm}^2$,
- stvarni faktor sigurnosti:

$$S_{\text{pos}} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot R_{D(-1)}}{\varphi \cdot \beta_{kt} \cdot \tau_t} = \frac{0,95 \cdot 0,90 \cdot 100}{1,1 \cdot 1,5670 \cdot 1,6077} = 30,8531 > S_{\text{pot}} = 1,5. \quad (148)$$

Presjek 3:

- faktor veličine strojnog dijela: $d=24 \text{ mm} \rightarrow b_1=0,93$,
- faktor kvalitete površinske obrade: $R_{\max}=5 \text{ }\mu\text{m} \rightarrow b_2=0,95$,
- faktor zareznog djelovanja kod uvijanja za zaobljenje $r=0,5 \text{ mm}$:

$$\frac{D}{d} = \frac{25}{24} = 1,0417 \rightarrow c_2 = 0,29, \quad (149)$$

$$\frac{r}{d} = \frac{0,5}{24} = 0,0208 \rightarrow \beta_{kt1,4} = 1,74, \quad (150)$$

$$\beta_{kt} = 1 + c_2 \cdot (\beta_{kt1,4} - 1) = 1 + 0,29 \cdot (1,74 - 1) = 1,2146, \quad (151)$$

- polarni moment otpora presjeka vratila:

$$W_p = \frac{d^3 \cdot \pi}{16} = \frac{24^3 \cdot \pi}{16} = 2714,3361 \text{ mm}^3, \quad (152)$$

- stvarno naprezanje:

$$\tau_t = \frac{T_1}{W_p} = \frac{2,5253 \cdot 10^3}{2714,3361} = 0,9304 \text{ N/mm}^2, \quad (153)$$

- stvarni faktor sigurnosti:

$$S_{\text{pos}} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot R_{D(-1)}}{\varphi \cdot \beta_{kt} \cdot \tau_t} = \frac{0,93 \cdot 0,95 \cdot 100}{1,1 \cdot 1,2146 \cdot 0,9304} = 71,0740 > S_{\text{pot}} = 1,5. \quad (154)$$

Presjek 4:

- faktor veličine strojnog dijela: $d=25 \text{ mm} \rightarrow b_1=0,93$,
- faktor kvalitete površinske obrade: $R_{\max}=2,5 \text{ }\mu\text{m} \rightarrow b_2=0,98$,

- faktor zareznog djelovanja kod uvijanja za zaobljenje $r=0,2$ mm:

$$\frac{D}{d} = \frac{29}{25} = 1,1600 \rightarrow c_2 = 0,72, \quad (155)$$

$$\frac{r}{d} = \frac{0,2}{25} = 0,0080 \rightarrow \beta_{kt1,4} = 1,89, \quad (156)$$

$$\beta_{kt} = 1 + c_2 \cdot (\beta_{kt1,4} - 1) = 1 + 0,72 \cdot (1,89 - 1) = 1,6408, \quad (157)$$

- polarni moment otpora presjeka vratila:

$$W_p = \frac{d^3 \cdot \pi}{16} = \frac{25^3 \cdot \pi}{16} = 3067,9616 \text{ mm}^3, \quad (158)$$

- stvarno naprezanje:

$$\tau_t = \frac{T_1}{W_p} = \frac{2,5253 \cdot 10^3}{3067,9616} = 0,8231 \text{ N/mm}^2, \quad (159)$$

- stvarni faktor sigurnosti:

$$S_{pos} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \tau_{Dt(-1)}}{\varphi \cdot \beta_{kt} \cdot \tau_t} = \frac{0,93 \cdot 0,98 \cdot 100}{1,1 \cdot 1,6408 \cdot 0,8231} = 61,3491 > S_{pot} = 1,5. \quad (160)$$

Presjek 5:

- faktor veličine strojnog dijela: $d=25$ mm $\rightarrow b_1=0,93$,
- faktor kvalitete površinske obrade: $R_{max}=10$ μm $\rightarrow b_2=0,90$,
- faktor zareznog djelovanja kod uvijanja za zaobljenje $r=0,2$ mm iznosi $\beta_{kt}=1,6408$,
- stvarno naprezanje iznosi $\tau_t=0,8231$ N/mm²,
- stvarni faktor sigurnosti:

$$S_{pos} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot R_{Dt(-1)}}{\varphi \cdot \beta_{kt} \cdot \tau_t} = \frac{0,93 \cdot 0,90 \cdot 100}{1,1 \cdot 1,6408 \cdot 0,8231} = 56,3410 > S_{pot} = 1,5. \quad (161)$$

Presjek 6:

- faktor veličine strojnog dijela: $d=25$ mm $\rightarrow b_1=0,93$,
- faktor kvalitete površinske obrade: $R_{max}=10$ μm $\rightarrow b_2=0,90$,
- faktor zareznog djelovanja kod uvijanja vratila s utorom za pero: $\beta_{kt}=1,90$,
- stvarno naprezanje iznosi $\tau_t=0,8231$ N/mm²,
- stvarni faktor sigurnosti:

$$S_{pos} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot R_{Dt(-1)}}{\varphi \cdot \beta_{kt} \cdot \tau_t} = \frac{0,93 \cdot 0,90 \cdot 100}{1,1 \cdot 1,90 \cdot 0,8231} = 48,6608 > S_{pot} = 1,5. \quad (162)$$

3.12.2. Proračun izlaznog vratila

Za materijal vratila se odabire čelik za strojogradnju E360 (Č 0745) sljedećih svojstava [7]:

- konvencionalna granica tečenja: $R_{p0,2}=340 - 420$ N/mm² (odabrano 360 N/mm²),

- vlačna čvrstoća: $R_m=700 - 850 \text{ N/mm}^2$ (odabrano 750 N/mm^2),
- trajna dinamička čvrstoća pri čistom naizmjeničnom torzijskom opterećenju:
 $R_{Dt(-1)}=190 \text{ N/mm}^2$.

Dopušteno naprezanje iznosi:

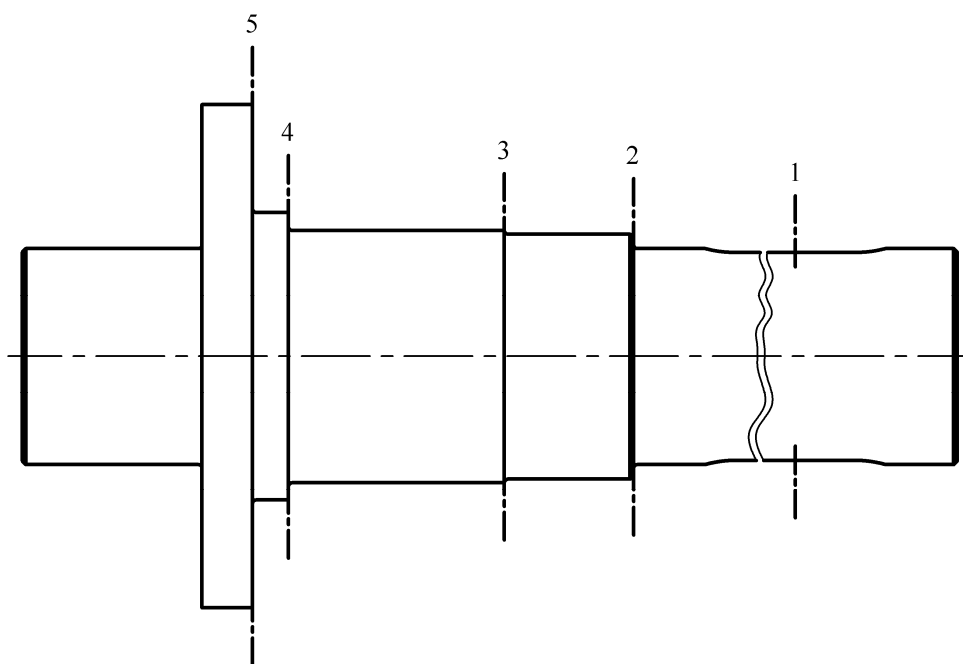
$$\tau_{\text{idop}} = \frac{R_{Dt(-1)}}{S_{\text{pot}}} = \frac{190}{1,5} = 126,6667 \text{ N/mm}^2. \quad (163)$$

Prethodni promjer vratila iznosi:

$$d = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot T_2}{\tau_{\text{idop}}}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 200 \cdot 10^3}{126,6667}} = 19,9119 \text{ mm}. \quad (164)$$

3.12.2.1. Kontrolni proračun izlaznog vratila

Mjere vratila slijede iz konstrukcije dok su presjeci u kojima će biti napravljen kontrolni proračun označeni na slici 22. Svi faktori potrebni za proračun očitani su iz [15].



Slika 22. Proračunski presjeci izlaznog vratila

Presjek 1:

- faktor veličine strojnog dijela: $d=30 \text{ mm} \rightarrow b_1=0,90$,
- faktor kvalitete površinske obrade: $R_{\text{max}}=10 \mu\text{m} \rightarrow b_2=0,84$,
- faktor zareznog djelovanja kod uvijanja vratila s dva utora za pero:
 $\beta_{\text{kt}}=1,15 \cdot 1,90=2,1850$,
- polarni moment otpora presjeka vratila:

$$W_p = \frac{d^3 \cdot \pi}{16} = \frac{30^3 \cdot \pi}{16} = 5301,4376 \text{ mm}^3, \quad (165)$$

- stvarno naprezanje:

$$\tau_t = \frac{T_2}{W_p} = \frac{200 \cdot 10^3}{5301,4376} = 37,7256 \text{ N/mm}^2, \quad (166)$$

- stvarni faktor sigurnosti:

$$S_{\text{pos}} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot R_{\text{Dl}(-1)}}{\varphi \cdot \beta_{\text{kt}} \cdot \tau_t} = \frac{0,90 \cdot 0,84 \cdot 190}{1,1 \cdot 2,1850 \cdot 37,7256} = 1,5841 > S_{\text{pot}} = 1,5. \quad (167)$$

Presjek 2:

- faktor veličine strojnog dijela: $d=30 \text{ mm} \rightarrow b_1=0,90$,
- faktor kvalitete površinske obrade: $R_{\text{max}}=10 \text{ }\mu\text{m} \rightarrow b_2=0,84$,
- faktor zarezno djelovanja kod uvijanja za zaobljenje $r=0,5 \text{ mm}$:

$$\frac{D}{d} = \frac{34}{30} = 1,1333 \rightarrow c_2 = 0,65, \quad (168)$$

$$\frac{r}{d} = \frac{0,5}{30} = 0,0167 \rightarrow \beta_{\text{kt}1,4} = 1,80, \quad (169)$$

$$\beta_{\text{kt}} = 1 + c_2 \cdot (\beta_{\text{kt}1,4} - 1) = 1 + 0,65 \cdot (1,80 - 1) = 1,5200, \quad (170)$$

- stvarno naprezanje iznosi $\tau_t=37,7256 \text{ N/mm}^2$,
- stvarni faktor sigurnosti:

$$S_{\text{pos}} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot R_{\text{Dl}(-1)}}{\varphi \cdot \beta_{\text{kt}} \cdot \tau_t} = \frac{0,90 \cdot 0,84 \cdot 190}{1,1 \cdot 1,5200 \cdot 37,7256} = 2,2772 > S_{\text{pot}} = 1,5. \quad (171)$$

Presjek 3:

- faktor veličine strojnog dijela: $d=34 \text{ mm} \rightarrow b_1=0,87$,
- faktor kvalitete površinske obrade: $R_{\text{max}}=5 \text{ }\mu\text{m} \rightarrow b_2=0,92$,
- faktor zarezno djelovanja kod uvijanja za zaobljenje $r=0,5 \text{ mm}$:

$$\frac{D}{d} = \frac{35}{34} = 1,0294 \rightarrow c_2 = 0,24, \quad (172)$$

$$\frac{r}{d} = \frac{0,5}{34} = 0,0147 \rightarrow \beta_{\text{kt}1,4} = 1,82, \quad (173)$$

$$\beta_{\text{kt}} = 1 + c_2 \cdot (\beta_{\text{kt}1,4} - 1) = 1 + 0,24 \cdot (1,82 - 1) = 1,1968, \quad (174)$$

- polarni moment otpora presjeka vratila:

$$W_p = \frac{d^3 \cdot \pi}{16} = \frac{34^3 \cdot \pi}{16} = 7717,3224 \text{ mm}^3, \quad (175)$$

- stvarno naprezanje:

$$\tau_t = \frac{T_2}{W_p} = \frac{200 \cdot 10^3}{7717,3224} = 25,9157 \text{ N/mm}^2, \quad (176)$$

- stvarni faktor sigurnosti:

$$S_{\text{pos}} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot R_{D(-1)}}{\varphi \cdot \beta_{kt} \cdot \tau_t} = \frac{0,87 \cdot 0,92 \cdot 190}{1,1 \cdot 1,1968 \cdot 25,9157} = 4,4574 > S_{\text{pot}} = 1,5. \quad (177)$$

Presjek 4:

- faktor veličine strojnog dijela: $d=35 \text{ mm} \rightarrow b_1=0,86$,
- faktor kvalitete površinske obrade: $R_{\text{max}}=2,5 \text{ } \mu\text{m} \rightarrow b_2=0,95$,
- faktor zareznog djelovanja kod uvijanja za zaobljenje $r=0,5 \text{ mm}$:

$$\frac{D}{d} = \frac{40}{35} = 1,1429 \rightarrow c_2 = 0,65, \quad (178)$$

$$\frac{r}{d} = \frac{0,5}{35} = 0,0143 \rightarrow \beta_{kt,4} = 1,82, \quad (179)$$

$$\beta_{kt} = 1 + c_2 \cdot (\beta_{kt,4} - 1) = 1 + 0,29 \cdot (1,82 - 1) = 1,2146, \quad (180)$$

- polarni moment otpora presjeka vratila:

$$W_p = \frac{d^3 \cdot \pi}{16} = \frac{35^3 \cdot \pi}{16} = 8418,4866 \text{ mm}^3, \quad (181)$$

- stvarno naprezanje:

$$\tau_t = \frac{T_2}{W_p} = \frac{200 \cdot 10^3}{8418,4866} = 23,7572 \text{ N/mm}^2, \quad (182)$$

- stvarni faktor sigurnosti:

$$S_{\text{pos}} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot R_{D(-1)}}{\varphi \cdot \beta_{kt} \cdot \tau_t} = \frac{0,86 \cdot 0,95 \cdot 190}{1,1 \cdot 1,5330 \cdot 23,7572} = 3,8748 > S_{\text{pot}} = 1,5. \quad (183)$$

Presjek 5:

- faktor veličine strojnog dijela: $d=40 \text{ mm} \rightarrow b_1=0,85$,
- faktor kvalitete površinske obrade: $R_{\text{max}}=40 \text{ } \mu\text{m} \rightarrow b_2=0,85$,
- faktor zareznog djelovanja kod uvijanja za zaobljenje $r=0,5 \text{ mm}$:

$$\frac{D}{d} = \frac{70}{40} = 1,75 \rightarrow c_2 = 1, \quad (184)$$

$$\frac{r}{d} = \frac{0,5}{40} = 0,0125 \rightarrow \beta_{kt,4} = 1,87, \quad (185)$$

$$\beta_{kt} = 1 + c_2 \cdot (\beta_{kt,4} - 1) = 1 + 1 \cdot (1,87 - 1) = 1,8700, \quad (186)$$

- polarni moment otpora presjeka vratila:

$$W_p = \frac{d^3 \cdot \pi}{16} = \frac{40^3 \cdot \pi}{16} = 12566,3706 \text{ mm}^3, \quad (187)$$

- stvarno naprezanje:

$$\tau_t = \frac{T_2}{W_p} = \frac{200 \cdot 10^3}{12566,3706} = 15,9155 \text{ N/mm}^2, \quad (188)$$

- stvarni faktor sigurnosti:

$$S_{\text{pos}} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot R_{\text{Dt}(-1)}}{\varphi \cdot \beta_{\text{kt}} \cdot \tau_t} = \frac{0,85 \cdot 0,75 \cdot 190}{1,1 \cdot 1,8700 \cdot 15,9155} = 3,6998 > S_{\text{pot}} = 1,5. \quad (189)$$

3.13. Proračun pera

Odabiru se pera oblika A prema [16] a koja se računaju na bočni tlak čija dozvoljena vrijednost za izmjenično opterećenje s lakim udarima i glavinu od čelika iznosi $p_{\text{dop}}=70 \text{ N/mm}^2$.

3.13.1. Pero na ulaznom vratilu

Za promjer $d=20 \text{ mm}$ prema [7] slijedi pero širine $b=6 \text{ mm}$ i visine $h=6 \text{ mm}$ dok se duljina pera odabire $l=20 \text{ mm}$.

Obodna sila na vratilu koja opterećuje pero iznosi:

$$F_t = \frac{T_1}{\frac{d}{2}} = \frac{2,5253 \cdot 10^3}{\frac{20}{2}} = 252,5300 \text{ N}. \quad (190)$$

Nosiva duljina pera iznosi:

$$l_t = l - b = 20 - 6 = 14 \text{ mm}. \quad (191)$$

Prema [16] bočni tlak za utjerne i uložne klinove iznosi:

$$p \approx \frac{F_t}{0,5 \cdot h \cdot l_t \cdot i} = \frac{252,5300}{0,5 \cdot 6 \cdot 14 \cdot 1} = 6,0126 \text{ N/mm}^2 < p_{\text{dop}} = 70 \text{ N/mm}^2. \quad (192)$$

3.13.2. Pero na ulaznom vratilu u spoju s deformatorom

Za promjer $d=25 \text{ mm}$ prema [7] slijedi pero širine $b=8 \text{ mm}$ i visine $h=7 \text{ mm}$ dok se duljina pera odabire $l=25 \text{ mm}$.

Obodna sila na vratilu koja opterećuje pero iznosi:

$$F_t = \frac{T_1}{\frac{d}{2}} = \frac{2,5253 \cdot 10^3}{\frac{25}{2}} = 202,0240 \text{ N}. \quad (193)$$

Nosiva duljina pera iznosi:

$$l_t = l - b = 25 - 8 = 17 \text{ mm}. \quad (194)$$

Prema [16] bočni tlak za utjerne i uložne klinove iznosi:

$$p \approx \frac{F_t}{0,5 \cdot h \cdot l_t \cdot i} = \frac{202,0240}{0,5 \cdot 7 \cdot 17 \cdot 1} = 3,3954 \text{ N/mm}^2 < p_{\text{dop}} = 70 \text{ N/mm}^2. \quad (195)$$

3.13.3. Pero na izlaznom vratilu

Za promjer $d=30$ mm prema [7] slijedi za nisko pero širina $b=8$ mm i visina $h=5$ mm dok se duljina pera odabire $l=50$ mm. Kako je opterećenje veliko odabiru se dva pera postavljena jedno u odnosu na drugo pod kutom od 180° .

Obodna sila na vratilu koja opterećuje pero iznosi:

$$F_t = \frac{T_2}{\frac{d}{2}} = \frac{200 \cdot 10^3}{\frac{30}{2}} = 13333,3333 \text{ N}. \quad (196)$$

Nosiva duljina pera iznosi:

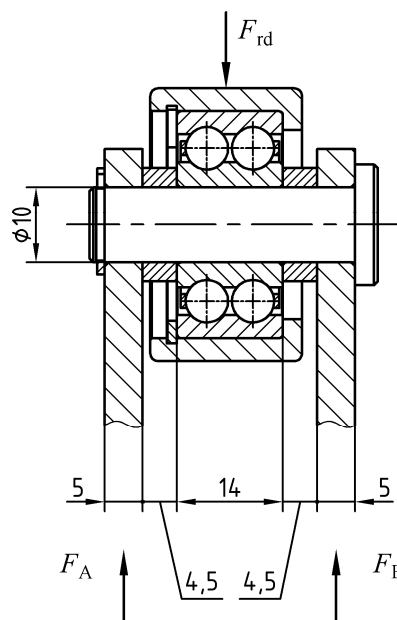
$$l_t = l - b = 50 - 8 = 42 \text{ mm}. \quad (197)$$

Prema [16] bočni tlak za utjerne i uložne klinove iznosi:

$$p \approx \frac{F_t}{0,5 \cdot h \cdot l_t \cdot i} = \frac{13333,3333}{0,5 \cdot 5 \cdot 42 \cdot 2} = 63,4921 \text{ N/mm}^2 < p_{\text{dop}} = 70 \text{ N/mm}^2. \quad (198)$$

3.14. Proračun svornjaka deformatora

Svornjaci su opterećeni istom silom koja opterećuje ležajeve odnosno koncentriranom silom opterećenja deformatora $F_{\text{rd}}=1534,6210$ N.



Slika 23. Proračunski crtež svornjaka

Za materijal svornjaka odabire se opći konstrukcijski čelik E295 (Č 0545) sljedećih svojstava [7]:

- konvencionalna granica tečenja: $R_{p0,2}=280 - 340 \text{ N/mm}^2$,
- vlačna čvrstoća: $R_m=500 - 600 \text{ N/mm}^2$.

Pretpostavlja se da je opterećenje svornjaka mirno obzirom da je na svornjak stavljen ležaj čije je trenje kotrljanja manje od trenja klizanja između svornjaka i dijelova deformatora tako da se svornjak neće okretati u svome spoju s deformatorom a ne mijenja se niti iznos opterećenja F_{rd} .

Prema [16] za spoj glatkim svornjakom čiji je dosjed klizni te za mirno opterećenje i materijal E295 čvrstoće $R_m=500 \text{ N/mm}^2$ dopuštena naprezanja iznose:

- dodirni tlak: $p_{dop}=30 \text{ N/mm}^2$,
- naprezanje na savijanje: $\sigma_{fdop}=125 \text{ N/mm}^2$,
- naprezanje na smik: $\tau_{adop}=72 \text{ N/mm}^2$.

Reakcije u osloncima svornjaka iznose:

$$F_A = F_B = \frac{F_{rd}}{2} = \frac{1534,6210}{2} = 767,3105 \text{ N} . \quad (199)$$

Najveći moment savijanja svornjaka iznosi:

$$M_f = F_A \cdot l = 767,3105 \cdot 14 = 10742,3470 \text{ Nmm} , \quad (200)$$

gdje je l udaljenost reakcije F_A do sredine svornjaka (položaja opterećenja).

Aksijalni moment otpora poprečnog presjeka svornjaka iznosi:

$$W_x = \frac{d^3 \cdot \pi}{32} = \frac{10^3 \cdot \pi}{32} = 98,1748 \text{ mm}^3 . \quad (201)$$

Slijedi iznos naprezanja na savijanje:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W_x} = \frac{10742,3470}{98,1748} = 109,4206 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{dop} = 125 \text{ N/mm}^2 . \quad (202)$$

Površina dodira ležaja i svornjaka iznosi:

$$A_u = d \cdot l_u = 10 \cdot 14 = 140 \text{ mm}^2 , \quad (203)$$

gdje je l_u duljina dodira ležaja i svornjaka.

Dodirni tlak iznosi:

$$p_u = \frac{F_{rd}}{A_u} = \frac{1534,6210}{140} = 10,9616 \text{ N/mm}^2 < p_{dop} = 30 \text{ N/mm}^2 . \quad (204)$$

Površina dodira svornjaka i deformatora iznosi:

$$A_v = d \cdot l_v = 10 \cdot 5 = 50 \text{ mm}^2 , \quad (205)$$

gdje je l_v duljina dodira svornjaka i deformatora.

Dodirni tlak iznosi:

$$p_v = \frac{\frac{F_{rd}}{2}}{\frac{A_v}{50}} = \frac{1534,6210}{50} = 15,3462 \text{ N/mm}^2 < p_{dop} = 30 \text{ N/mm}^2. \quad (206)$$

3.15. Proračun vijčanih spojeva

Vijčani spojevi poklopca, krutog zupčanika s kućištem te elastičnog zupčanika s izlaznim vratilom trebaju omogućiti prijenos opterećenja silom trenja. Zatezanjem vijaka u njima se javlja normalna sila koja opterećuje vijak na vlak te je to naprezanje potrebno proračunati i usporediti s dozvoljenim naprezanjem.

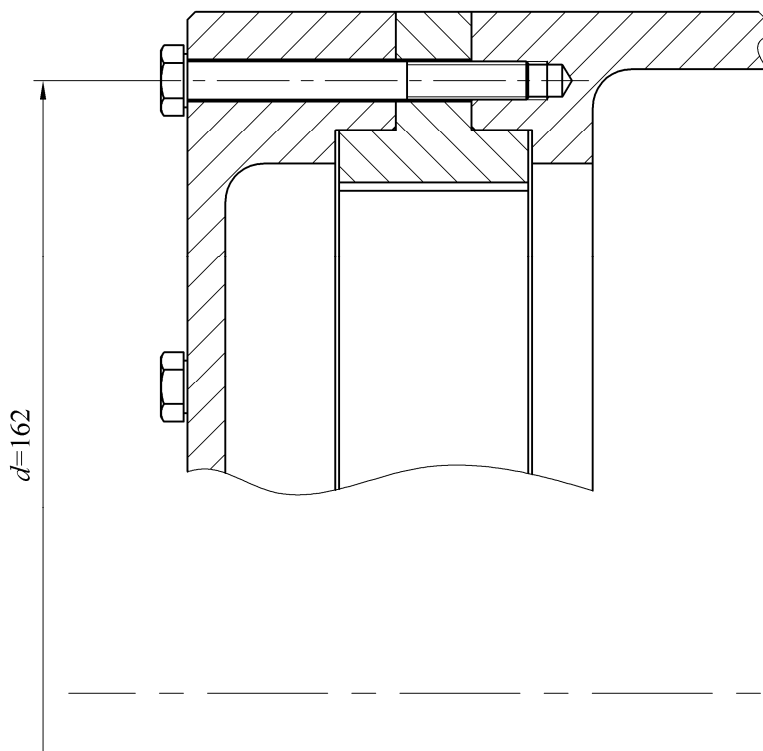
Faktor trenja mirovanja za tarni par čelik/čelik i suho stanje površina iznosi prema [7] $\mu_0=0,12$. Potrebni faktor sigurnosti protiv proklizavanja odabire se $S_{prok}=1,5$.

3.15.1. Vijčani spoj poklopca, krutog zupčanika i kućišta

Vijčani spoj sastoji se od šest vijaka M5 kvalitete materijala 8.8.

Spoj je opterećen momentom $T_2=200 \text{ Nm}$ koji dolazi od sile na zubu krutog zupčanika.

Promjer na kojem su smješteni vijci iznosi $d=162 \text{ mm}$ (iz konstrukcije).



Slika 24. Proračunski crtež vijčanog spoja poklopca, krutog zupčanika i kućišta

Iz oznake materijala vijka slijede njegova svojstva [16]:

- najmanja čvrstoća na vlak: $\sigma_m=800 \text{ N/mm}^2$,
- najmanja granica tečenja: $\sigma_t=640 \text{ N/mm}^2$.

Naprezanje će se provjeravati u jezgri navoja vijka pri čemu iznos ne smije bit veći od 80% granice tečenja u svrhu izbjegavanja plastičnih deformacija [16].

Dozvoljeno naprezanje stoga iznosi:

$$\sigma_{\text{dop}} = 0,8 \cdot R_t = 0,8 \cdot 640 = 512 \text{ N/mm}^2. \quad (207)$$

Obodna sila koja opterećuje spoj iznosi:

$$F_o = \frac{T_2}{\frac{d}{2}} = \frac{200000}{\frac{162}{2}} = 2469,1358 \text{ N}. \quad (208)$$

Obodna sila po jednom vijku pak iznosi:

$$F_{o1} = \frac{F_o}{n_v} = \frac{2469,1358}{6} = 411,5226 \text{ N}. \quad (209)$$

Da ne bi došlo do proklizavanja, sila trenja koju treba osigurati jedan vijak iznosi:

$$F_{tr} = S_{\text{prok}} \cdot F_{o1} = 1,5 \cdot 411,5226 = 617,2840 \text{ N}. \quad (210)$$

Silu trenja takvog iznosa osigurava normalna sila iznosa:

$$F_N = \frac{F_{tr}}{\mu_0} = \frac{617,2840}{0,12} = 5144,0329 \text{ N}. \quad (211)$$

Prema [7] površina poprečnog presjeka jezgre odabranog vijka iznosi $A_j=12,7 \text{ mm}^2$.

Vlačno naprezanje stoga iznosi:

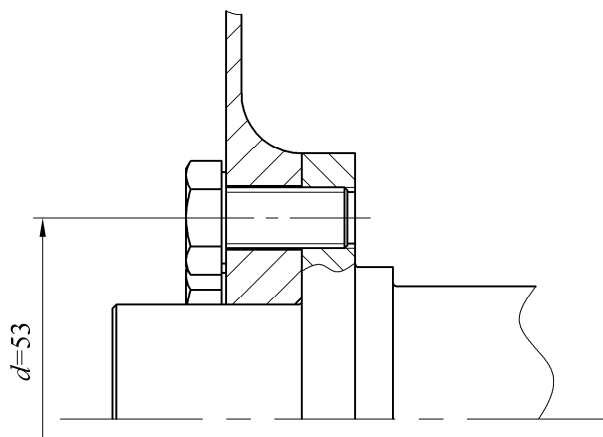
$$\sigma_v = \frac{F_N}{A_j} = \frac{5144,0329}{12,7} = 405,0420 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{\text{dop}} = 512 \text{ N/mm}^2. \quad (212)$$

3.15.2. Vijčani spoj elastičnog zupčanika i izlaznog vratila

Vijčani spoj sastoji se od šest vijaka M8 kvalitete materijala 8.8.

Spoj je opterećen momentom $T_2=200 \text{ Nm}$ koji dolazi od sile na zubu elastičnog zupčanika.

Promjer na kojem su smješteni vijci iznosi $d=53 \text{ mm}$ (iz konstrukcije).



Slika 25. Proračunski crtež vijčanog spoja elastičnog zupčanika i izlaznog vratila

Obodna sila koja opterećuje spoj iznosi:

$$F_o = \frac{T_2}{\frac{d}{2}} = \frac{200000}{\frac{53}{2}} = 7547,1698 \text{ N.} \quad (213)$$

Obodna sila po jednom vijku pak iznosi:

$$F_{o1} = \frac{F_o}{n_v} = \frac{7547,1698}{6} = 1257,8616 \text{ N.} \quad (214)$$

Da ne bi došlo do proklizavanja, sila trenja koju treba osigurati jedan vijak iznosi:

$$F_{tr} = S_{\text{prok}} \cdot F_{o1} = 1,5 \cdot 1257,8616 = 1886,7925 \text{ N.} \quad (215)$$

Silu trenja takvog iznosa osigurava normalna sila iznosa:

$$F_N = \frac{F_{tr}}{\mu_0} = \frac{1886,7925}{0,12} = 15723,2704 \text{ N.} \quad (216)$$

Prema [7] površina poprečnog presjeka jezgre odabranog vijka iznosi $A_j = 32,8 \text{ mm}^2$.

Vlačno naprezanje stoga iznosi:

$$\sigma_v = \frac{F_N}{A_j} = \frac{15723,2704}{32,8} = 479,3680 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{\text{dop}} = 512 \text{ N/mm}^2. \quad (217)$$

4. ZAKLJUČAK

U ovom radu napravljen je proračun valnog prijenosnika za zadane podatke te je isti razrađen do razine radioničkih crteža.

Za zadane ulazne podatke proračunate su optimalne mjere elastičnog zupčanika za kojega su na kraju i provjerena naprezanja. Osim elastičnog zupčanika proračunati su i ostali glavni elementi prijenosnika.

Nacrtana putanja zuba elastičnog zupčanika, osim za dobivanje srednjeg kuta profila, služi i kao svojevrsna provjera zahvata elastičnog i krutog zupčanika obzirom da su za detaljniju provjeru potrebni parametri alata za izradu zupčanika koji nisu bili dostupni.

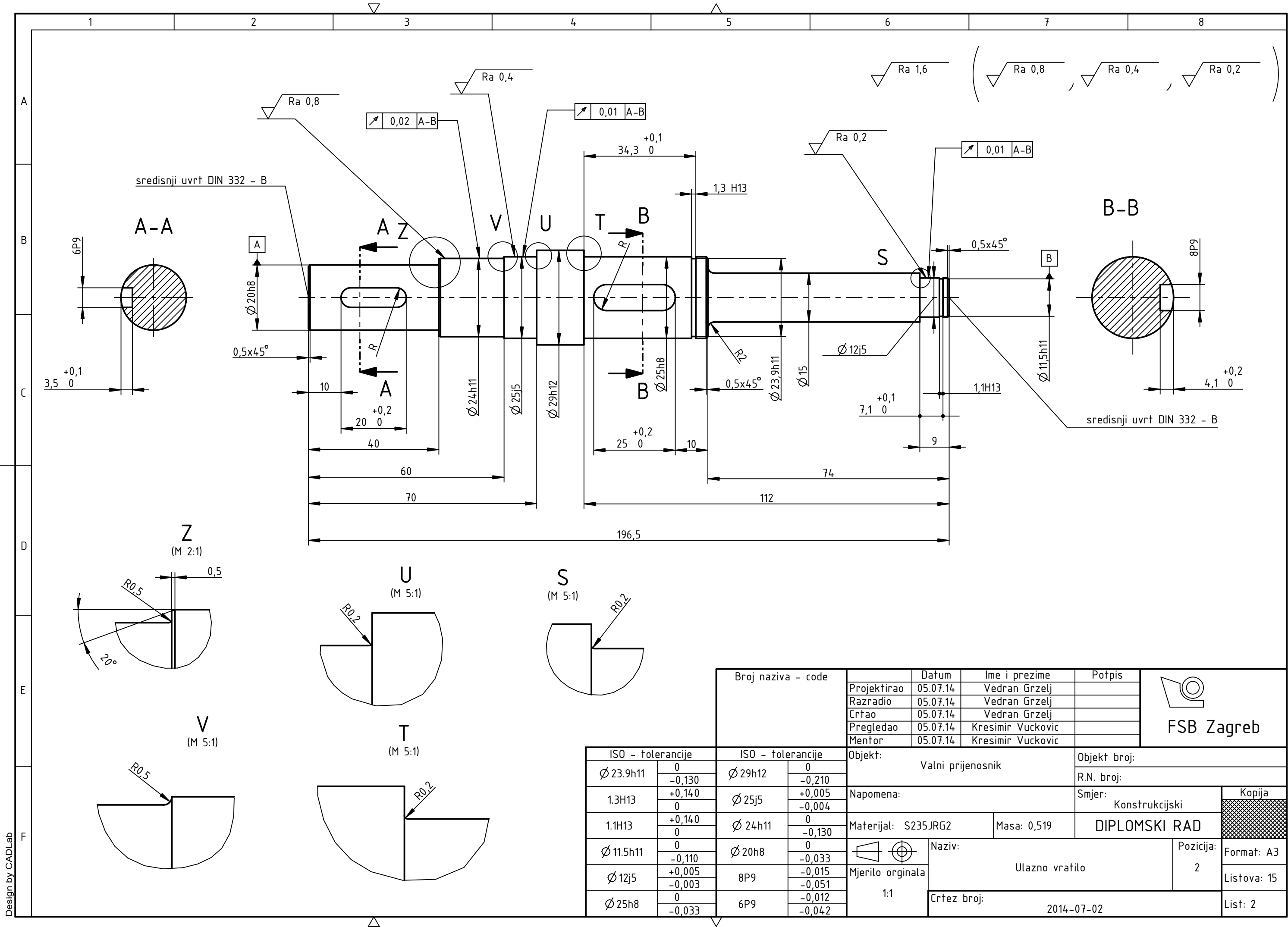
Potrebno je napomenuti kako je ovdje ozubljenje rađeno sa standardnim profilom ozubnice kuta profila 20° dok bi se poboljšanje kvalitete zahvata moglo postići uporabom ozubljenja sa širokom uzubinom (dobivenom bilo modificiranim alatom bilo odstranjivanjem svakog drugog zuba) ili pak izradom krutog zupčanika s izbočenim profilom boka zuba. Upotreba navedenih ozubljenja dovodi do porasta iskoristivosti te povećanja broja zubi u zahvatu što rezultira smanjenjem najvećeg opterećenja zuba. Naravno, problem u izradi takvih ozubljenja je u dostupnosti alata ili potrebi izrade istoga.

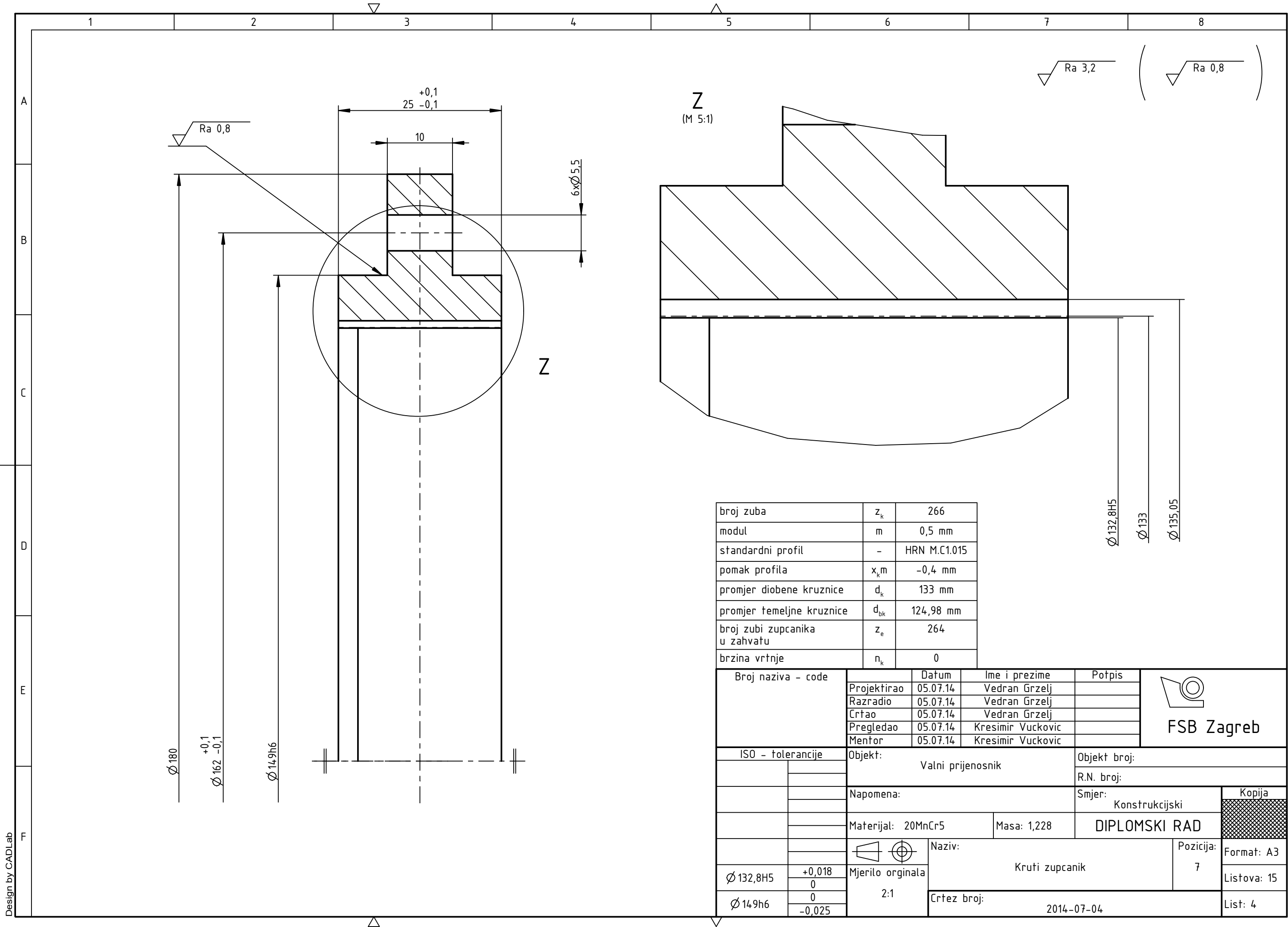
LITERATURA

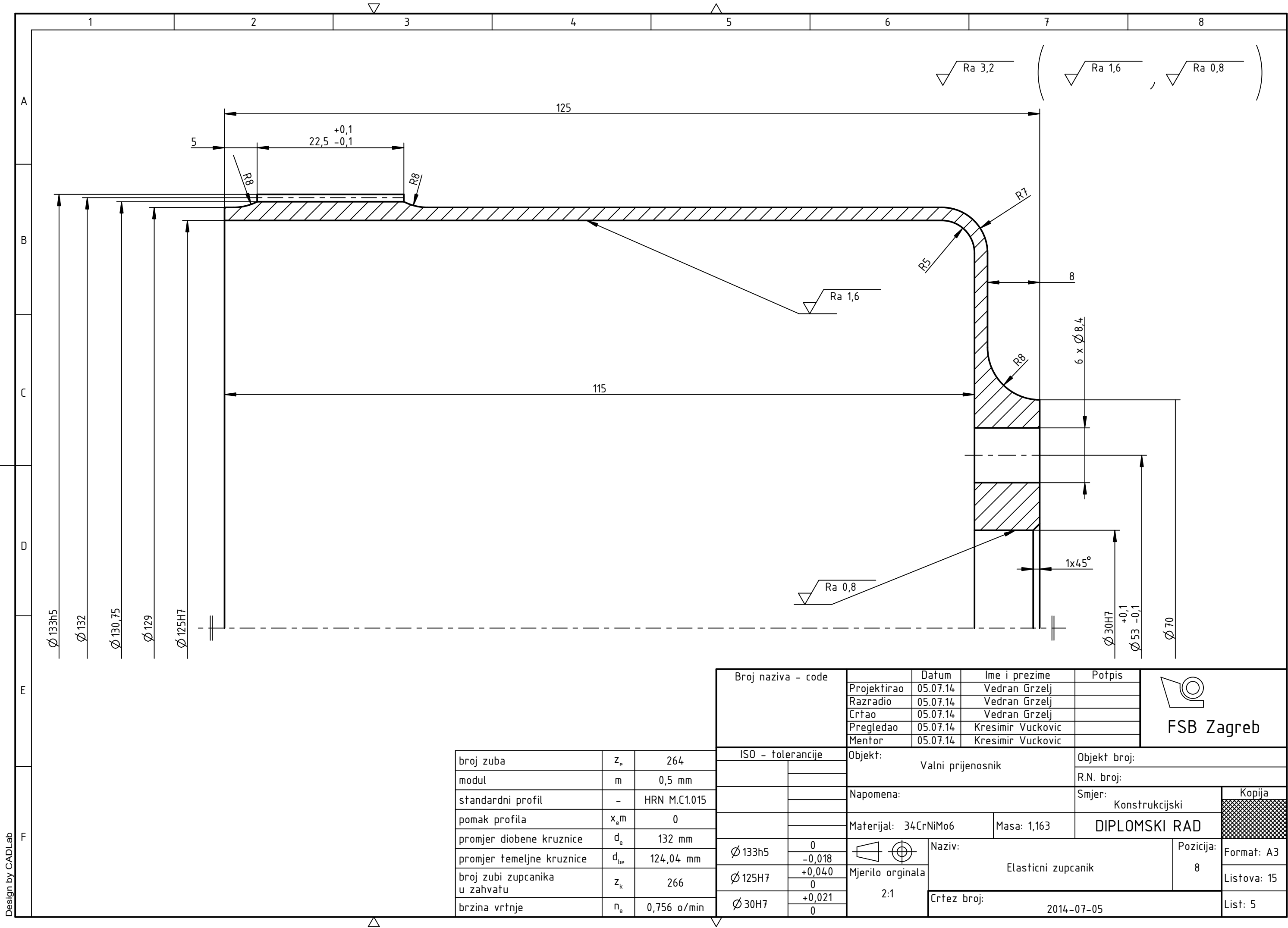
- [1] Musser, C. W.: Strain Wave Gearing, patent br. 2906143, 1959.
- [2] Ren, Z.: Zasnova in konstrukcija valnega gonila ter analiza napetosti tankostenega elementa gonila, Magistarsko delo, TU Maribor, 1990.
- [3] Opalić, M.: Prijenosnici snage i gibanja, Hrvatsko društvo za elemente strojeva i konstrukcije, Zagreb, 1998.
- [4] Springer Handbook of Mechanical Engineering, Springer, New York, 2008.
- [5] Ivanov, M. N.: Volnovie zubčatie peredači, Višaja škola, Moskva, 1981.
- [6] <http://harmonicdrive.de/startseite/>
- [7] Kraut, B.: Krautov strojarski priručnik, Axiom, Zagreb, 1997.
- [8] Križan, B.: Osnove proračuna i oblikovanja konstrukcijskih elemenata, Tehnički fakultet Sveučilišta u Rijeci, Rijeka, 1999.
- [9] Oberšmit, E.: Ozubljenja i zupčanici, Sveučilište u Zagrebu, Zagreb, 1990.
- [10] FAG Catalogue: Rolling Bearings, Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG, 2008.
- [11] <http://medias.schaeffler.de/medias/en!hp>
- [12] <http://www.skf.com/group/index.html>
- [13] Vučković, K.: Ležajevi, podloge uz predavanja
- [14] Harris, T. A., Kotzalas, M. N.: Essential Concepts of Bearing Technology, Taylor & Francis Group, Boca Raton, 2007.
- [15] Horvat, Z. i suradnici: Vratilo (proračun), Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb
- [16] Decker, K.-H.: Elementi strojeva, Golden marketing-Tehnička knjiga, Zagreb, 2006.

PRILOZI


- I. CD-R disc
- II. Tehnička dokumentacija

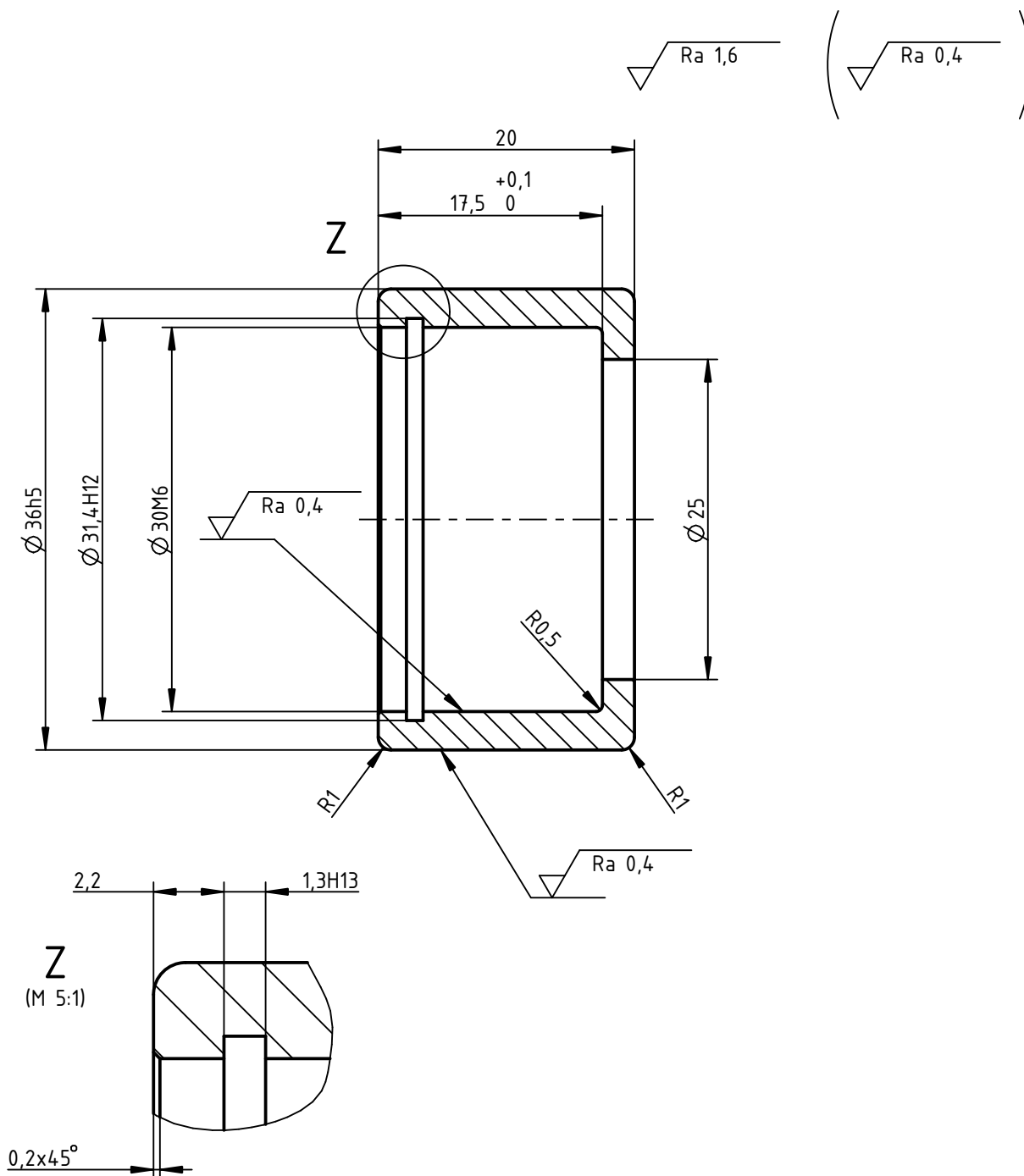






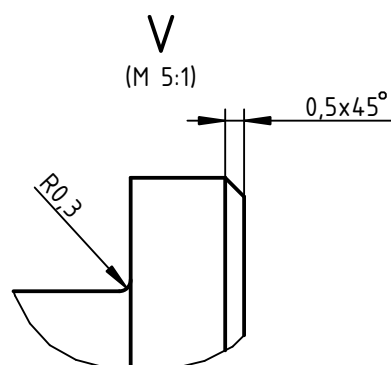
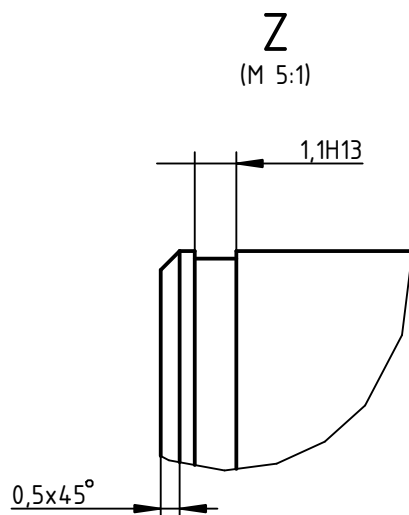
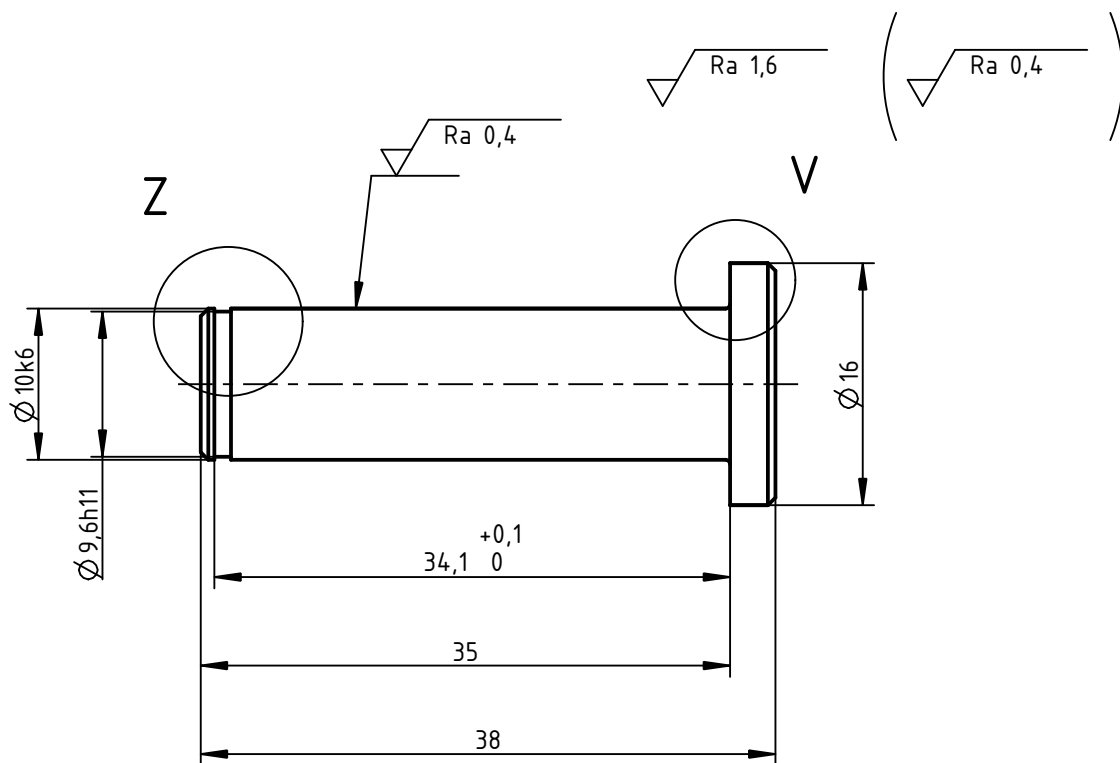



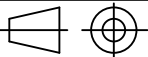
broj zuba	z_e	264
modul	m	0,5 mm
standardni profil	-	HRN M.C1.015
promjer profila	$x_e m$	0
promjer diobene kruznice	d_e	132 mm
promjer temeljne kruznice	d_{be}	124,04 mm
broj zubi zupcanika u zahvatu	z_k	266
brzina vrtnje	n_e	0,756 o/min

Broj naziva - code		Datum		Ime i prezime		Potpis		<div></div> <div>FSB Zagreb</div>	
		Projektirao		05.07.14	Vedran Grzelj				
		Razradio		05.07.14	Vedran Grzelj				
		Crtao		05.07.14	Vedran Grzelj				
		Pregledao		05.07.14	Kresimir Vuckovic				
		Mentor		05.07.14	Kresimir Vuckovic				
ISO - tolerancije		Objekt:				Objekt broj:			
		Valni prijenosnik				R.N. broj:			
		Napomena:				Smjer:		Kopija	
						Konstrukcijski		<div></div>	
		Materijal: 34CrNiMo6		Masa: 1,163		DIPLOMSKI RAD			
Ø 133h5	0 -0,018	<div></div>		Naziv:				Pozicija:	
Ø 125H7	+0,040 0			Elasticni zupcanik				8	
Ø 30H7	+0,021 0	2:1		Crtez broj:				Listova: 15	
				2014-07-05				List: 5	


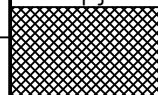



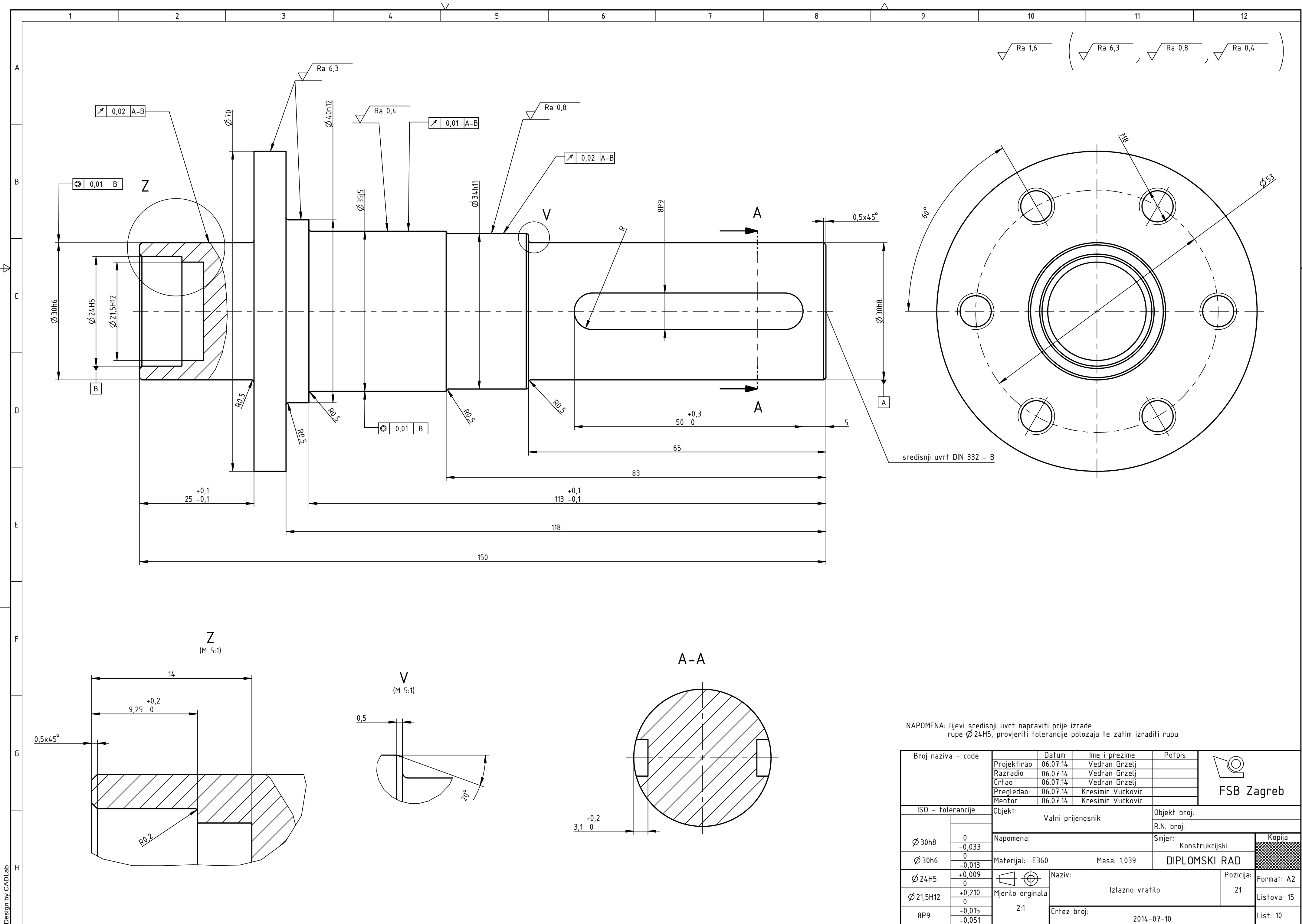
Broj naziva - code		Projektirao	05.07.14	Ime i prezime	Potpis	<div></div> <div>FSB Zagreb</div>	
		Razradio	05.07.14	Vedran Grzelj			
		Crtao	05.07.14	Vedran Grzelj			
		Pregledao	05.07.14	Kresimir Vuckovic			
		Mentor	05.07.14	Kresimir Vuckovic			
ISO - tolerancije		Objekt: Valni prijenosnik			Objekt broj:		
					R.N. broj:		
		Napomena:			Smjer: Konstrukcijski		Kopija
Ø 36h5	0 -0,011	Materijal: E335		Masa: 0,052	DIPLOMSKI RAD		
Ø 31,4H12	+0,250 0		Naziv: Kotac			Pozicija: 9	Format: A4
Ø 30M6	-0,004 -0,017	Mjerilo originala					Listova: 15
1,3H13	+0,140 0	2:1	Crtez broj: 2014-07-06				List: 6




Broj naziva - code		Datum		Ime i prezime		Potpis		<div> FSB Zagreb</div>	
		Projektirao		05.07.14		Vedran Grzelj			
		Razradio		05.07.14		Vedran Grzelj			
		Crtao		05.07.14		Vedran Grzelj			
		Pregledao		05.07.14		Kresimir Vuckovic			
Mentor		05.07.14		Kresimir Vuckovic					
ISO - tolerancije		Objekt:				Objekt broj:			
		Valni prijenosnik				R.N. broj:			
		Napomena:				Smjer:		Kopija	
						Konstrukcijski		<div></div>	
		Materijal: E295		Masa: 0,026		DIPLOMSKI RAD			
Ø 10k6		+0,010		<div></div>		Naziv:		Pozicija:	
+0,001									
Ø 9,6h11		0		Mjerilo originala		Svornjak		12	
-0,090									
1,1H13		+0,140		2:1		Crtez broj:		Listova: 15	
0									
						2014-07-07		List: 7	

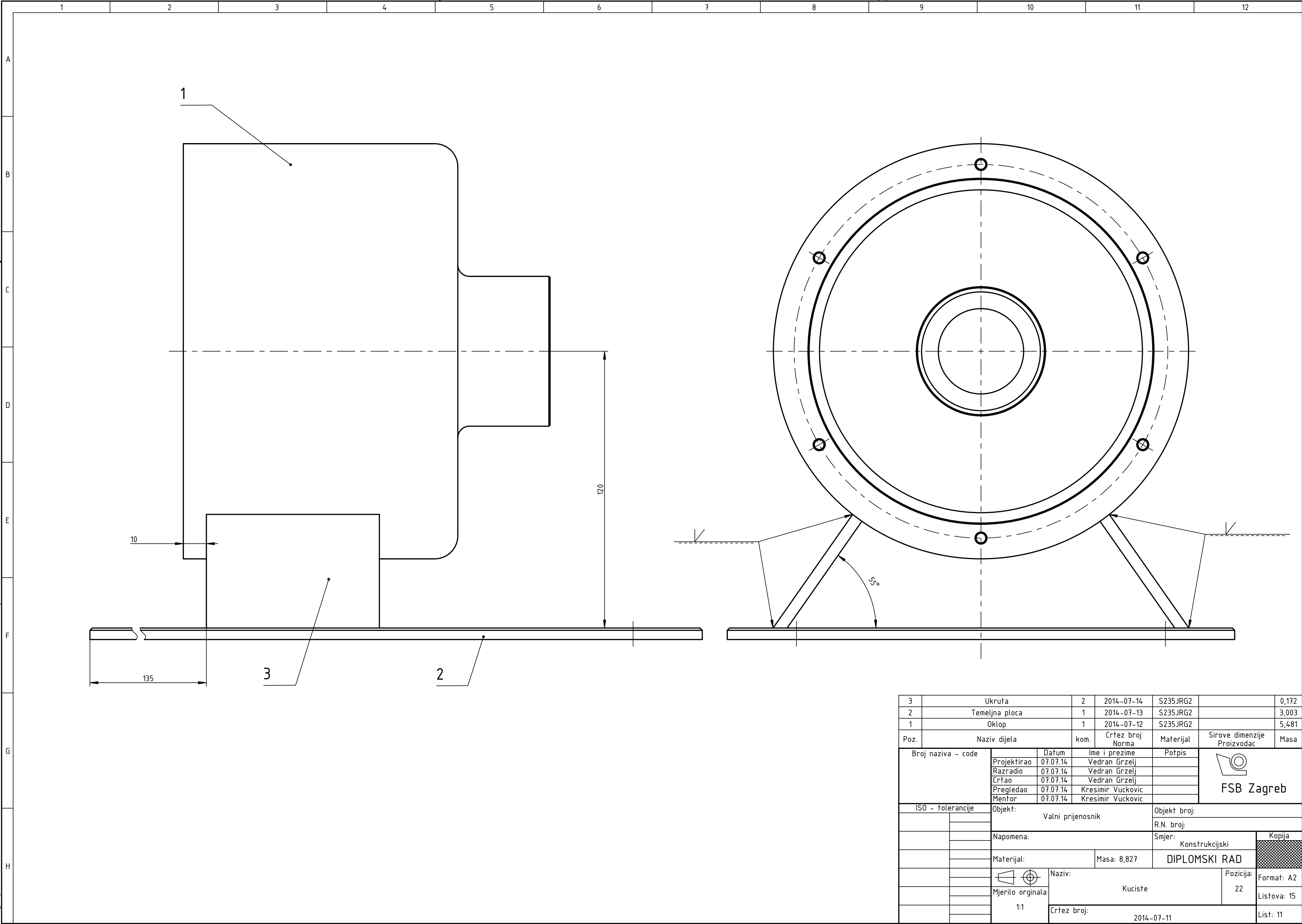
Technical drawing of a shaft with a keyway. The shaft has a diameter of 15 mm and a length of 105.7 mm. The keyway is 4.5 mm wide with a tolerance of 0 to -0.1 mm. The surface finish is Ra 0.4.


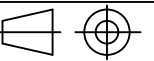
Broj naziva - code			Datum	Ime i prezime	Potpis	<div></div> <div>FSB Zagreb</div>	
		Projektirao	05.07.14	Vedran Grzelj			
		Razradio	05.07.14	Vedran Grzelj			
		Crtao	05.07.14	Vedran Grzelj			
		Pregledao	05.07.14	Kresimir Vuckovic			
		Mentor	05.07.14	Kresimir Vuckovic			
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:		
		Valni prijenosnik			R.N. broj:		
		Napomena:			Smjer:		Kopija
					Konstrukcijski		
		Materijal: E295	Masa: 0,003	DIPLOMSKI RAD			
			Naziv:			Pozicija:	Format: A4
		Mjerilo originala	Rastojni prsten			13	Listova: 8
		5:1					
Ø 10G7	+0,020	Crtez broj:					List: 8
	+0.005	2014-07-08					

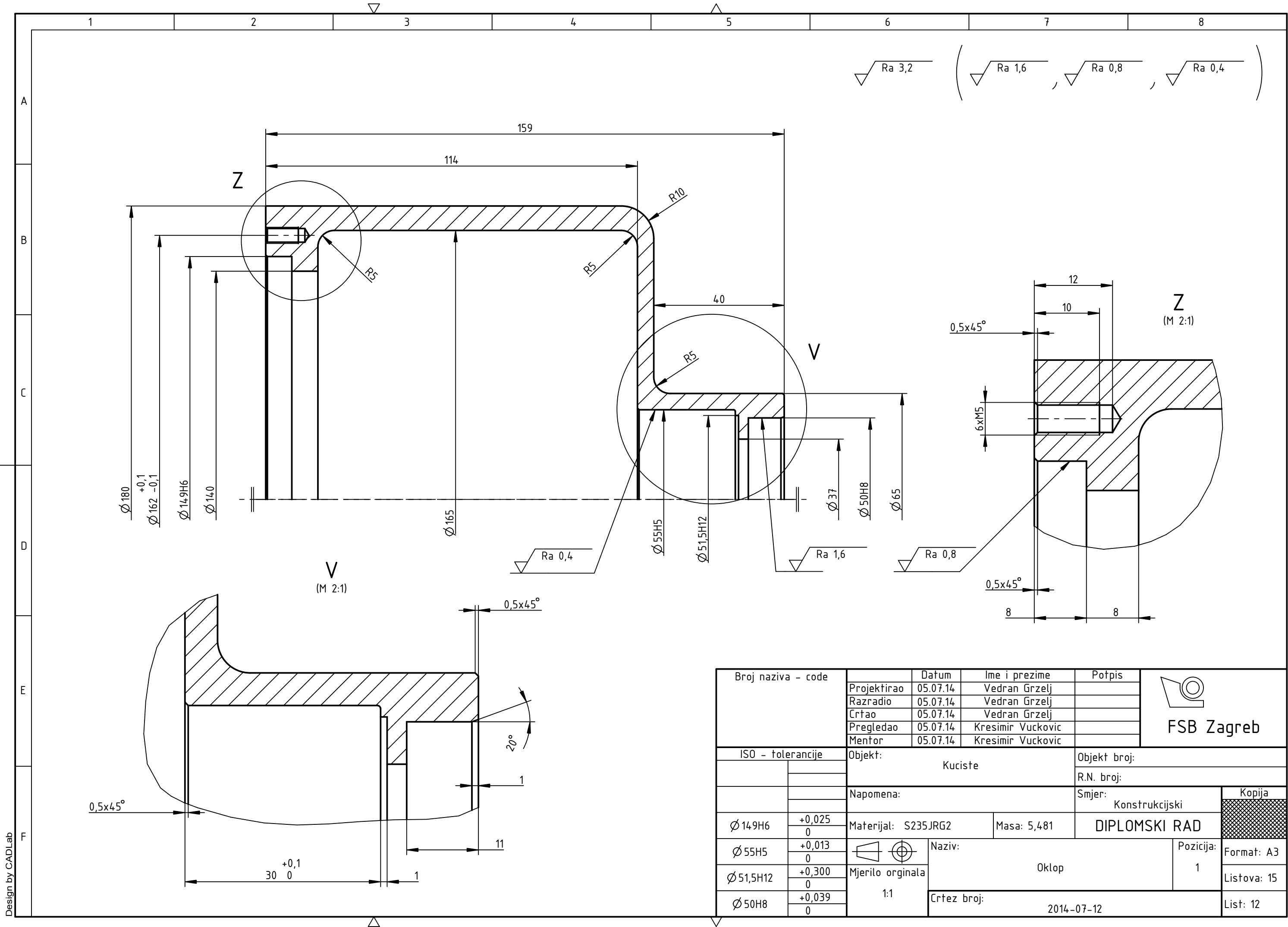



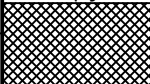
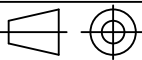
NAPOMENA: lijevi sredisnji uvrtni pripremiti prije izrade rupe Ø24H5, provjeriti tolerancije položaja te zatim izraditi rupe

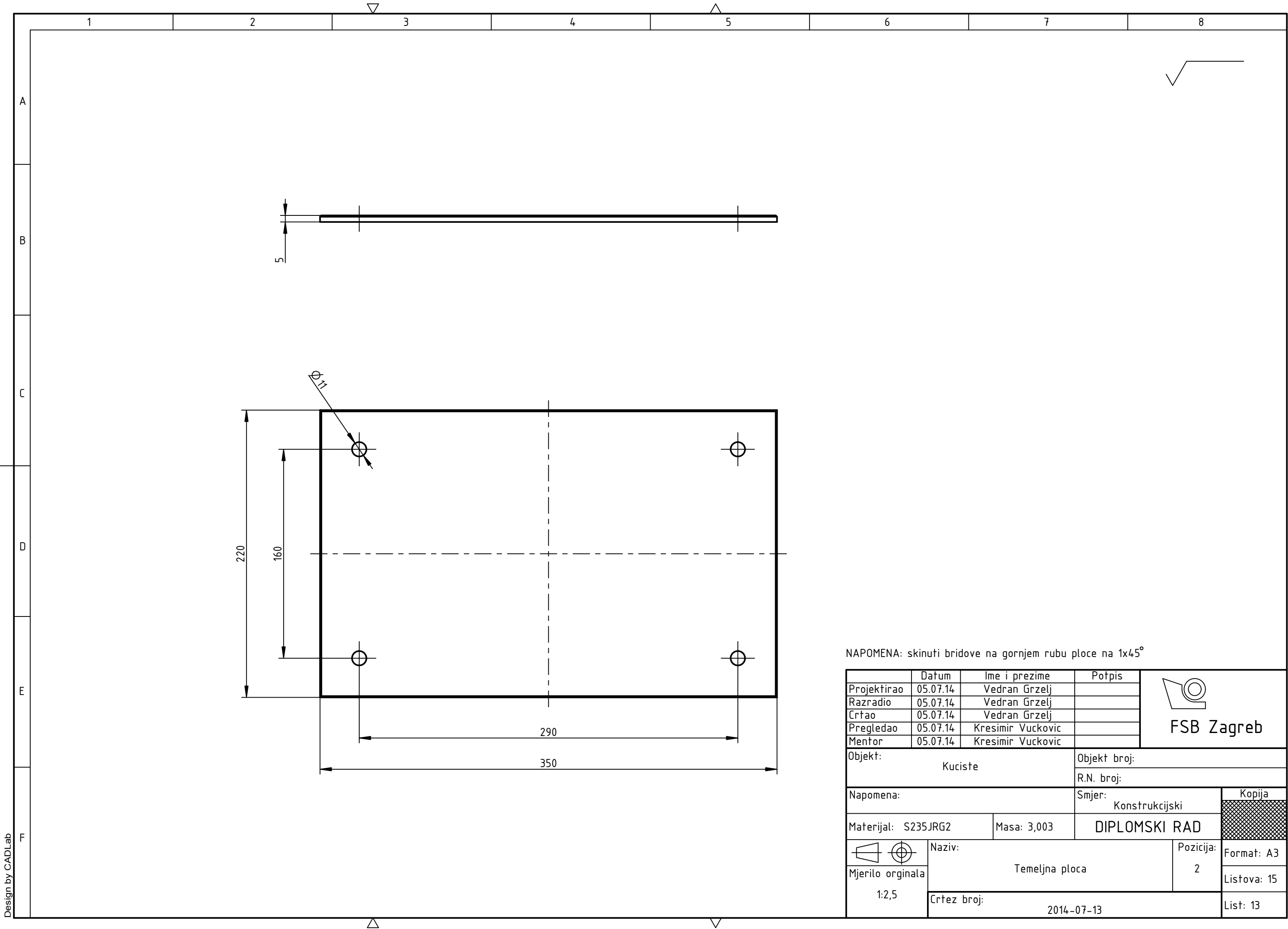
Broj naziva - code	Projektirao	06.07.14	Vedran Grzelj	Potpis	 FSB Zagreb	
	Razradio	06.07.14	Vedran Grzelj			
	Crtao	06.07.14	Vedran Grzelj			
	Pregledao	06.07.14	Kresimir Vuckovic			
	Mentor	06.07.14	Kresimir Vuckovic			
ISO - tolerancije		Objekt: Valni prijenosnik			Objekt broj:	
					R.N. broj:	
Ø 30h8		Napomena:			Smjer:	Kopija
Ø 30h6		Materijal: E360			Konstrukcijski	
Ø 24H5		Masa: 1,039			DIPLOMSKI RAD	
Ø 21,5H12		Naziv: Izlazno vratilo			Pozicija:	Format: A2
8P9		Mjerilo originala			21	Listova: 15
		2:1			Crtez broj:	List: 10
					2014-07-10	

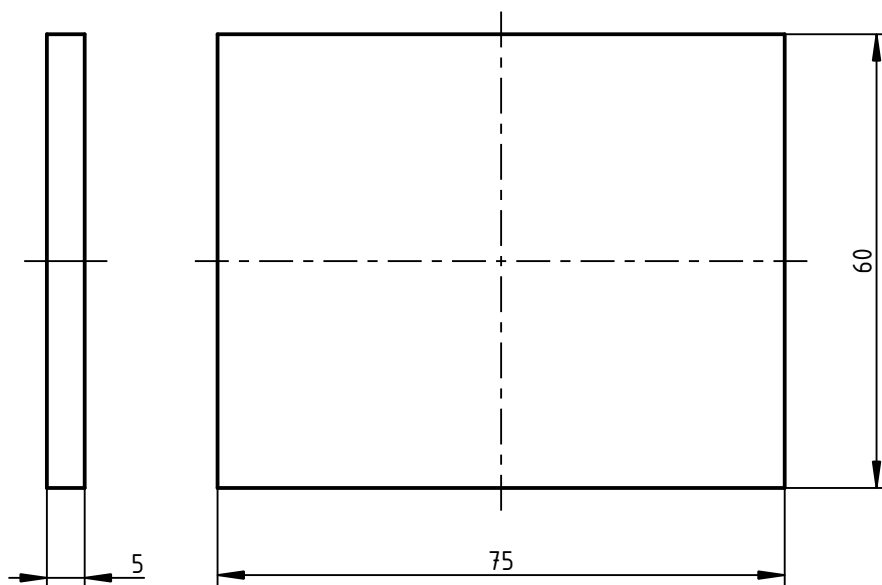
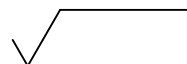



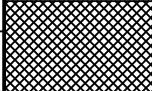
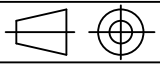
3	Ukruta	2	2014-07-14	S235JRG2		0,172	
2	Temeljna ploca	1	2014-07-13	S235JRG2		3,003	
1	Oklop	1	2014-07-12	S235JRG2		5,481	
Poz.	Naziv dijela	kom.	Crtez broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvodac	Masa	
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime		Potpis	<div> FSB Zagreb</div>	
		Projektirao	07.07.14	Vedran Grzelj			
		Razradio	07.07.14	Vedran Grzelj			
		Crtao	07.07.14	Vedran Grzelj			
		Pregledao	07.07.14	Kresimir Vuckovic			
		Mentor	07.07.14	Kresimir Vuckovic			
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:		
		Valni prijenosnik			R.N. broj:		
		Napomena:			Smjer:		
					Konstrukcijski	Kopija	
		Materijal:		Masa: 8,827	DIPLOMSKI RAD		
			Naziv:			Pozicija:	Format: A2
		Mjerilo originala	Kuciste			22	Listova: 15
		1:1	Crtez broj:				List: 11
			2014-07-11				

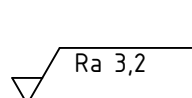


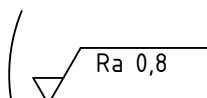
Broj naziva - code			Datum	Ime i prezime	Potpis	<div></div> <div>FSB Zagreb</div>	
		Projektirao	05.07.14	Vedran Grzelj			
		Razradio	05.07.14	Vedran Grzelj			
		Crtao	05.07.14	Vedran Grzelj			
		Pregledao	05.07.14	Kresimir Vuckovic			
		Mentor	05.07.14	Kresimir Vuckovic			
ISO - tolerancije		Objekt: Kuciste			Objekt broj:		
					R.N. broj:		
		Napomena:			Smjer: Konstrukcijski		Kopija
Ø149H6	+0,025	Materijal: S235JRG2		Masa: 5,481	DIPLOMSKI RAD		
	0						
Ø55H5	+0,013	<div></div> <div>Mjerilo originala</div> <div>1:1</div>	Naziv: Oklop			Pozicija: 1	Format: A3
Ø51,5H12	+0,300						Listova: 15
	0		Crtez broj: 2014-07-12				List: 12
Ø50H8	+0,039						
	0						

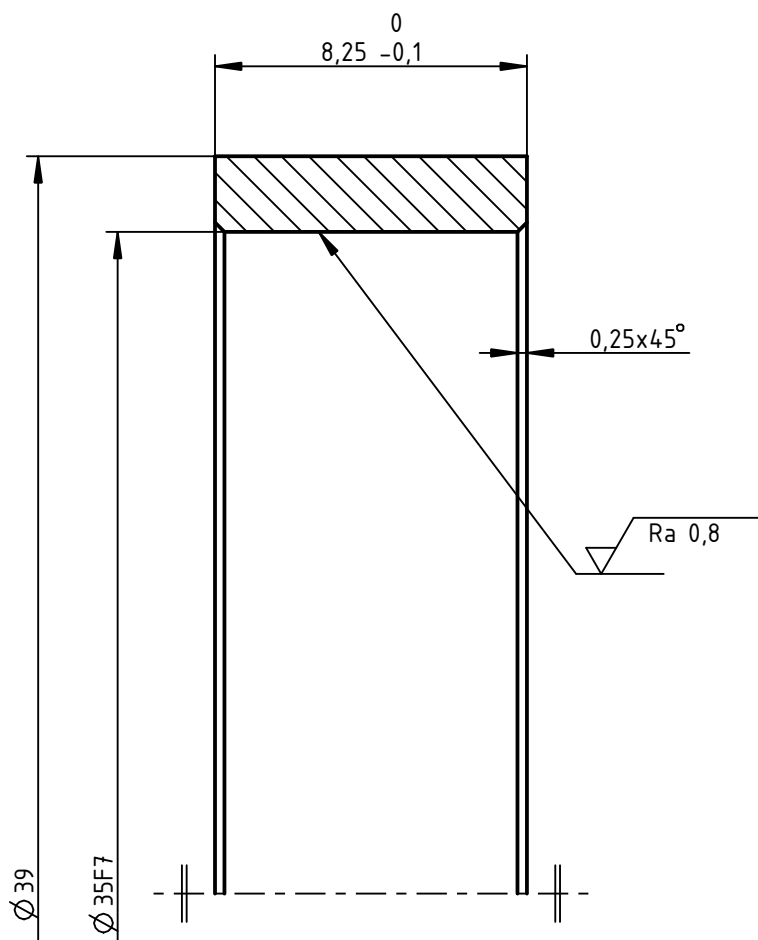





	Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb
Projektirao	08.07.14	Vedran Grzelj		
Razradio	08.07.14	Vedran Grzelj		
Crtao	08.07.14	Vedran Grzelj		
Pregledao	08.07.14	Kresimir Vuckovic		
Mentor	08.07.14	Kresimir Vuckovic		
Objekt:			Objekt broj:	
Kuciste			R.N. broj:	
Napomena:			Smjer:	Kopija
			Konstrukcijski	
Materijal: S235JRG2		Masa: 0,177	DIPLOMSKI RAD	
	Naziv:		Pozicija:	Format: A4
Mjerilo originala	Ukruta		3	Listova: 15
1:1	Crtez broj:			List: 14
2014-07-14				


 Ra 3,2


 Ra 0,8



Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb	
		Projektirao	05.07.14	Vedran Grzelj		
		Razradio	05.07.14	Vedran Grzelj		
		Crtao	05.07.14	Vedran Grzelj		
		Pregledao	05.07.14	Kresimir Vuckovic		
		Mentor	05.07.14	Kresimir Vuckovic		
ISO - tolerancije		Objekt: Valni prijenosnik			Objekt broj:	
					R.N. broj:	
		Napomena:			Smjer: Konstruktivski	
		Materijal: E295			DIPLOMSKI RAD	
		Masa: 0,015				
		Naziv: Rastojni prsten			Pozicija: 24	
		Mjerilo originala			Format: A4	
		5:1			Listova: 15	
Ø 35F7		Crtez broj: 2014-07-15			List: 15	